TRAITÉ

THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

MOTEURS HYDRAULIQUES

PAR ARMENGAUD AINÉ

INGÉNIEUR

ANCIEN PROFESSEUR AU CONSERVATOIRE IMPÉRIAL DES ARTS ET MÉTIERS

NOUVELLE ÉDITION, ENTIÈREMENT REFONDUE



PARIS

CHEZ L'AUTEUR-ÉDITEUR
45, RUE SAINT-SÉBASTIEN

CHEZ LACROIX ET BAUDRY
LIBRAIRES, QUAI MALAQUAIS, 15

Et chez les principaux Libraires de la France et de l'Étranger

1858

TRAITÉ

DES MOTEURS

PARIS — IMPRIMERIE DE J. CLAYE
RUE SAINT-BENOÎT, 7

TRAITÉ

THÉORIQUE ET PRATIQUE

DES

MOTEURS HYDRAULIQUES

COMPRENANT

LES NOTIONS PRÉLIMINAIRES SUR L'HYDRAULIQUE, LES CALCULS ET TABLES SUR LES DÉPENSES D'EAU,
LES APPLICATIONS AUX ROUES A AUBES PLANES ET A AUBES COURBES,
AUX ROUES A AUGET RECEVANT L'EAU SUR LE SOMMET ET SUR LE CÔTÉ,
ET AUX TURBINES OU ROUES HORIZONTALES DE DIVERS SYSTÈMES.

PAR ARMENGAUD AINÉ

INGÉNIEUR, ANCIEN PROFESSEUR AU CONSERVATOIRE IMPÉRIAL DES ARTS ET MÉTIERS

NOUVELLE ÉDITION

Entièrement refondue et accompagnée d'un Atlas de 20 planches in-folio

AVEC UN GRAND NOMBRE DE FIGURES SUR BOIS INSÉRÉES DANS LE TEXTE



PARIS

CHEZ L'AUTEUR, RUE SAINT-SÉBASTIEN, 45

ET CHEZ LES PRINCIPAUX LIBRAIRES DE LA FRANCE ET DE L'ÉTRANGER

—

1858

PRÉFACE

DE LA NOUVELLE ÉDITION

L'établissement des moteurs hydrauliques et celui des moteurs à vapeur forment, sans contredit, les deux branches de la mécanique les plus essentielles et les plus répandues. Leur étude est aussi celle qui exige le plus de connaissances théoriques et pratiques, pour remplir toutes les conditions que l'on doit en attendre.

On sait, en effet, que ces moteurs sont devenus indispensables dans tous les genres d'industries, par les services qu'ils rendent, comme par la puissance qu'ils peuvent développer et porter, parfois, à distance. Aussi les applications que l'on en fait se multiplient sans cesse et tendent à remplacer la force animée, même dans les plus petites fabriques.

Étant également utiles, ces deux sortes de moteurs peuvent au besoin se réunir en s'ajoutant l'un à l'autre. Ainsi, dans bien des cas, lorsque l'eau manque ou que la chute diminue, la vapeur vient en aide à la puissance hydraulique; et quand celle-ci est suffisante par elle-même, on interrompt la marche de la machine à vapeur, afin d'économiser la dépense de combustible.

C'est surtout depuis une vingtaine d'années que la construction de ces appareils a fait des progrès sensibles, après être restés, il faut le reconnaître, trop longtemps stationnaires. Abandonnés presque exclusivement à des ouvriers, étrangers pour la plupart, aux principes qui les régissent, un grand nombre de ces appareils étaient établis sans proportions, et ne rendaient pas tout l'effet utile dont ils auraient été susceptibles. Mais depuis que des savants, des praticiens éclairés se sont occupés de cette spécialité d'une manière toute particulière, ils lui ont fait faire un pas immense, soit en montrant les meilleures règles à suivre pour exécuter ces machines avec précision et avec les dimensions nécessaires, soit en en construisant eux-mêmes dans les conditions les plus avantageuses, qui n'ont pas tardé à être imitées par d'autres.

Souvent appelé, par notre position spéciale, à étudier et à fournir les dessins de ces sortes d'appareils, pour faire marcher des moulins ou d'au-

tres usines, nous avons pu, après en avoir construit nous-même, dans des circonstances diverses, rassembler à ce sujet des documents pratiques très-précieux dont des fragments publiés, à différentes époques, dans notre Recueil industriel de Machines, Outils et Appareils, ont été accueillis, nous osons le dire, avec une certaine faveur par nos souscripteurs.

C'est, du reste, déjà ce bienveillant accueil qui nous avait engagé à publier en extrait quelques-uns de ces documents, dans la première édition de notre essai sur les moteurs, et qui, quoique fort incomplète, est épuisée depuis plusieurs années.

Depuis, nous avons cherché à composer un Traité beaucoup plus complet et en même temps plus méthodique, renfermant à la fois les notions théoriques nécessaires et les connaissances pratiques que l'on désire trouver dans ces sortes d'ouvrages.

C'est ainsi que, pour les moteurs hydrauliques qui forment la première partie de ce travail, et que nous publions actuellement, nous avons exposé d'une manière succincte, mais le plus clairement possible, toutes les règles nécessaires à l'établissement de ces moteurs, ainsi que les meilleurs exemples, comme application, de chacune des variétés qu'ils présentent.

Voici à peu près suivant quel plan ce travail a été conçu et exécuté.

Le traité spécial des moteurs hydrauliques est divisé en quatre sections principales :

Première section. Notions préliminaires comprenant :

1° La loi de la chute des corps considérée dans ses applications à la puissance mécanique développée par la pesanteur et aux lois de l'hydrodynamique ;

2° Les éléments de l'hydrodynamique appliqués directement à l'étude des dépenses d'eau par orifices chargés et en déversoir, ainsi qu'au mode de jaugeage des cours d'eau en pouces de fontainiers ;

3° Application sommaire de ces divers principes aux créations des chutes et à l'établissement des moteurs hydrauliques, en général, et particulièrement aux roues de côté et en dessus.

Cette première application, toute succincte qu'elle soit, renferme néanmoins des notions déjà suffisantes pour apprécier complétement les conditions dans lesquelles se trouve un moteur établi, ou qu'il s'agit d'établir.

En raison même des généralités que renferme la première section, elle a été numérotée par paragraphes, traitant un sujet spécial, auxquels on renvoie dans le cours de l'ouvrage chaque fois que leur application se rencontre.

Deuxième section. Application des notions théoriques à la construction des roues de côté, à aubes planes, recevant l'eau en déversoir; à celles à aubes planes prolongées, de divers systèmes, aux roues à aubes courbes et à celles dites pendantes.

La même section renferme le complément des notions préliminaires dans leur application spéciale à la construction de ce premier système de moteurs.

Troisième section. Étude de la construction des roues dites à augets ou à pots, recevant l'eau au-dessus ou au-dessous de leur sommet, établies en bois ou en métal, avec le complément, très-étendu, des règles pratiques spéciales, concernant la construction des roues à augets, plus une estimation exacte des poids et des prix de quelques-unes des roues qui ont été décrites.

La même section renferme un chapitre relatif aux applications de la résistance des matériaux à la détermination, essentiellement pratique, des dimensions des tourillons, des arbres et des bras des roues hydrauliques.

Quatrième section. Turbines ou roues horizontales, comprenant :

1° Un aperçu historique de l'emploi des turbines avec des dessins et descriptions des plus anciens moteurs de ce genre;

2° La construction des turbines, avec les détails de celles les plus employées et les plus récentes.

A part un complément des règles pratiques qui est appliqué directement, comme dans les autres sections, au genre de moteurs qui se trouve spécialement traité dans celle-ci, chaque variété décrite est aussi accompagnée de ses données spéciales.

Enfin l'ensemble des trois genres principaux de moteurs hydrauliques est suivi d'un supplément relatif aux régulateurs de vitesses, à force centrifuge et à air.

Nous terminons par la description du frein dynamométrique, tel qu'il est employé dans l'estimation expérimentale de la puissance d'un moteur, avec des exemples qui font facilement comprendre la manière d'opérer avec cet instrument.

Toutes ces notions, théoriques ou pratiques, sont accompagnées de tables numériques et graphiques, qui permettent de résoudre la plupart des problèmes sans faire de calculs; et dans tous les cas, des exemples ont été donnés à la suite de chacune des règles. D'un autre côté, outre le grand nombre de figures explicatives, gravées sur bois, et insérées dans le

texte, nous avons donné des dessins cotés, formant vingt planches gravées sur cuivre avec le plus grand soin, et représentant des machines exécutées, qui ont été prises pour exemple et décrites dans le cours de cet ouvrage.

Nous avons pensé que, conçu ainsi, un tel travail pourrait rendre des services, en servant de véritable guide aux mécaniciens, aux chefs d'usines, aux contre-maîtres, qui sont chaque jour appelés à construire, à diriger ou à réparer de tels appareils, et qui sont toujours satisfaits de pouvoir se rendre compte, par eux-mêmes, de leur bonne marche, de leur rendement et de l'état dans lequel ils se trouvent.

Les deux autres parties relatives aux moteurs à vapeur, et comprenant les machines fixes, les locomotives et les appareils de navigation, sont disposées d'une façon complétement identique, sous le rapport du classement ayant pour base les principes et les applications.

Ainsi, à la suite de l'exposition des propriétés de la vapeur, et des moyens de la produire par les différents systèmes de générateurs, on trouvera les principaux types de machines fixes avec et sans condensation. Ceci formant la deuxième partie, est suivi d'une troisième qui comprend les locomobiles, les locomotives et les machines de navigation.

On conçoit que l'ouvrage entier est devenu, avec tous ces matériaux, très-volumineux et d'une longue haleine ; en effet, il renferme plus de 60 planches in-folio, en dehors des nombreuses gravures sur bois insérées dans le texte.

En raison même de ce grand travail, nous avons cru devoir le faire paraître par parties, afin de ne pas tarder davantage à le livrer au public, et pour satisfaire, autant que possible, les personnes qui le désirent et l'attendent depuis longtemps.

Nous sommes heureux de citer ici, comme collaborateur, l'un de nos anciens et meilleurs élèves, M. J. Valet, pour sa constante coopération à la rédaction et à la composition de cet ouvrage. Cet ingénieur, après avoir fait ses premières études avec nous, a travaillé plusieurs années dans les ateliers de construction, et a su, par son intelligence, par ses capacités, acquérir en mécanique des connaissances pratiques très-étendues que nous trouvons à utiliser tous les jours dans l'industrie.

ARMENGAUD AINÉ,
Ingénieur.

Paris, 1er janvier 1858.

PREMIÈRE PARTIE

MOTEURS HYDRAULIQUES

CHAPITRE PREMIER

NOTIONS PRÉLIMINAIRES DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE A L'HYDRAULIQUE

EXPOSÉ

Avant d'entrer dans les détails de la construction d'un moteur hydraulique, nous croyons devoir donner une idée des principes de mécanique et de physique, d'après lesquels on établit ces diverses machines.

Il arrive, en effet, que faute d'avoir ces notions présentes à l'esprit, les formules servant à déterminer les différentes parties d'une machine, quoique résumées pratiquement, présentent certaines difficultés dans leur application. Nous croyons donc nécessaire de rappeler :

1° La loi de la pesanteur ou de la chute des corps, sur laquelle sont fondées les formules relatives aux dépenses d'eau et à la vitesse des courants;

2° La théorie du travail mécanique en général, et de celui qui est développé par l'action de la pesanteur;

3° Les principes d'hydrodynamique appliqués aux dépenses d'eau;

4° L'application des principes ci-dessus à la détermination des proportions d'un moteur hydraulique.

DE LA PESANTEUR

LOI DE LA CHUTE DES CORPS

1. La cause qui tend à ramener sans cesse les corps vers la surface de la terre est une force appelée *pesanteur*. S'il n'y avait pas d'air et que le vide parfait existât, la théorie et l'expérience ont prouvé que tous les corps, quels que soient leur densité et leur volume apparent, tomberaient avec des vitesses identiques

pendant l'unité de temps. L'air atmosphérique est donc la cause qui fait que le plomb tombe plus vite que le fer, le fer plus vite que le bois, etc., attendu que la résistance qu'il oppose au mouvement de ces corps, est en raison de leur volume apparent, et qu'à volume égal, ceux-ci renferment d'autant plus de matière que leur densité est plus grande.

Néanmoins, l'action isolée de la pesanteur sur les corps servant à établir des comparaisons entre toutes les forces en général, c'est dans cette condition qu'elle est étudiée et appliquée, sauf à tenir compte de la résistance de l'air, lorsque cette action doit avoir une influence sur les résultats cherchés.

2. Un corps qui tombe librement sous l'action de la pesanteur, acquiert des vitesses successives qui vont en augmentant jusqu'à la fin de la chute. Si le temps de la chute est compté, la seconde prise pour unité de temps, on trouve par l'expérience et sous la latitude de Paris, que les espaces parcourus au bout de chaque seconde de chute donnent les résultats suivants :

Au bout d'une seconde le corps a parcouru......	4m9044
Au bout de 2 secondes..........................	19 6176
— 3 —	44 1396
— 4 —	78 4704
— 5 —	122 6100

Ces nombres sont précisément les produits successifs de 4,9044 par 4, 9, 16, 25, etc., c'est-à-dire par le carré des nombres successifs 2, 3, 4, 5, etc. Cette progression restant la même, quel que soit le temps de chute observé, on en déduit cette première loi de la chute d'un corps :

Première règle. — *Les espaces parcourus par un corps qui tombe librement sous l'action de la pesanteur et mesurés depuis son point de départ, sont entre eux comme les carrés des temps employés par le corps à les parcourir.*

D'après cela, il devient facile de trouver quel temps il faudrait à un corps pour tomber d'une hauteur donnée, ou réciproquement de déterminer l'espace parcouru par un mobile dans un temps donné. Il suffit, en effet, de poser la relation :

$$h = 4,9044\, t^2$$

dans laquelle

h désigne la hauteur de chute en mètres;

4,9044 l'espace parcouru dans l'unité de temps;

t^2 le carré du temps de la chute exprimé en secondes.

1er exemple. — Supposons qu'un mobile accomplisse une chute qui dure 3″,6, quel sera l'espace parcouru?

On trouve :

$$h = 4,9044 \times \overline{3,6}^2 = 63^m561$$

2e exemple. — Quel serait le temps nécessaire à un corps pour tomber d'une hauteur de 25m900?

La formule ci-dessus pour ce second cas devient :

$$t^2 = \frac{h}{4,9044}$$

$$\text{d'où} \quad t = \sqrt{\frac{25,900}{4,9044}} = 2'',3.$$

3. Si l'on met sous forme de proportion ce principe du rapport des chemins parcourus aux carrés des temps employés à les parcourir, en représentant par h et H les espaces, et par t et T les temps, on trouve :

$$h : \mathrm{H} :: t^2 : \mathrm{T}^2$$

Fig. 1.



Cette même proportion peut servir également à établir la relation des aires de deux triangles semblables à leurs côtés homologues.

Car si nous avons les triangles abc et aBC, leurs aires étant entre elles comme les carrés des côtés ab et aB, on peut écrire cette autre proportion :

$$(ab \times \tfrac{1}{2}\, bc) : (a\mathrm{B} \times \tfrac{1}{2}\, \mathrm{BC}) :: \overline{ab}^2 : \overline{a\mathrm{B}}^2$$

qui est exactement semblable à la précédente.

Il résulte de cette remarque que si ab et bB représentent deux temps successifs de la chute d'un corps, et que l'aire du triangle abc représente l'espace parcouru pendant le temps ab, l'aire du trapèze bBCc représentera l'espace parcouru pendant le temps bB, et l'aire du triangle aBC sera l'espace parcouru pendant le temps $ab + b$B ou aB.

Si nous divisons la superficie du triangle abc par son côté ab, nous aurons pour quotient ef, moitié de cb; de même si l'on divise un espace par le temps employé par un corps à le parcourir, suivant un mouvement variable, on a pour quotient la vitesse pour parcourir le même espace dans le même temps, mais avec un mouvement uniforme.

Le même raisonnement conduirait à démontrer que la perpendiculaire EF est la vitesse moyenne acquise pendant le temps bB pour engendrer le chemin parcouru représenté par le trapèze bBCc. Par conséquent, chacune des parallèles à CB est égale à une vitesse acquise après un temps égal à la distance de cette parallèle au sommet a; cb et CB représentent donc les vitesses acquises au bout de chaque temps ab et bB; et, d'après la similitude des triangles, on a :

$$ab : bc :: a\mathrm{B} : \mathrm{BC}$$

Appelant t et T les temps, et v et V les vitesses que ces lignes représentent, on trouve en résumé :

$$t : v :: \mathrm{T} : \mathrm{V}$$

ou encore

$$t : \mathrm{T} :: v : \mathrm{V}.$$

Cette dernière relation fournit, en définitive, cette deuxième loi fondamentale du mouvement des corps sous l'action de la pesanteur :

Deuxième règle. — *La vitesse acquise à un moment quelconque, par un corps qui tombe librement sous l'action de la pesanteur, est proportionnelle au temps qui s'est écoulé depuis le commencement du mouvement.*

Ce mouvement s'appelle en mécanique *mouvement varié, uniformément accéléré* ou *retardé*, suivant que l'effort agit pour donner le mouvement ou pour le suspendre.

4. En considérant ce qui a lieu dans la première seconde de la chute, ce temps pris pour unité, la figure ci-dessus nous démontre qu'en divisant l'espace parcouru abc par le temps ab, représentant une seconde, on a pour quotient cet espace même, égal, ainsi qu'on l'a vu plus haut, à 4,9044. C'est par conséquent la valeur de ef, qui est en même temps la moitié de eb, égal à la vitesse acquise après la première unité de temps de la chute ab.

On peut conclure encore de cette remarque que :

Troisième règle. — *La vitesse acquise par un corps qui tombe, après une seconde de chute, est double de l'espace qu'il a parcouru pendant cette seconde.*

5. Ces diverses lois de la pesanteur sont résumées par des formules pratiques et générales, dans lesquelles la notation est soigneusement conservée dans tous les traités de mécanique théorique ou appliquée.

La vitesse acquise au bout de la première seconde de chute est donc égale à deux fois 4^m9044 ou 9^m8088, et toujours désignée par la lettre g. Cette valeur s'appelle la gravité des corps sous la latitude de Paris, et change d'intensité pour les différents lieux de la terre.

L'espace 4,9044 parcouru dans la première seconde devient par conséquent $\frac{1}{2}g$.

6. En désignant par la lettre h un espace parcouru pendant un temps t, la première des lois énoncées plus haut (2) se trouve généralisée par la formule :

$$h = \tfrac{1}{2} g t^2.$$

7. La vitesse v qu'un corps acquiert après un temps t de chute, est déterminée d'après la loi ci-dessus (3) par cette seconde formule :

$$v = g t.$$

8. La vitesse v devant être le plus souvent déterminée d'après la hauteur de chute, on déduit une troisième valeur des précédentes, par le raisonnement suivant :

De la première formule on tire la valeur

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

remplaçant dans la deuxième formule t par son égalité $\sqrt{\frac{2h}{g}}$, on a

$$v = g \times \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

$$\text{d'où} \quad v = \sqrt{2gh}.$$

Cette opération s'appelle d'une manière générale la détermination *de la vitesse due à une hauteur de chute.*

On ne saurait trop se rappeler cette expression qui se rencontre à chaque instant

dans les calculs des machines, et surtout dans l'établissement des moteurs hydrauliques quelconques, ainsi que nous le verrons par la suite.

9. Les tableaux suivants résument, par les calculs faits et un tracé graphique les applications des lois de la pesanteur à un grand nombre de cas.

La première table donne, pour des chutes de 0^m01 à 21 mètres, les temps employés à parcourir l'espace, et les vitesses dues à ces chutes ou hauteurs.

TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LE TEMPS DE LA CHUTE D'UN CORPS EXPRIMÉ EN SECONDES, ET SA VITESSE ACQUISE, POUR DES HAUTEURS DE 0^m01 A 21 MÈTRES.

HAUTEURS de chute en mètres.	VITESSES dues aux hauteurs en mètres.	TEMPS de la chute en secondes.	HAUTEURS de chute en mètres.	VITESSES dues aux hauteurs en mètres.	TEMPS de la chute en secondes.	HAUTEURS de chute en mètres.	VITESSES dues aux hauteurs en mètres.	TEMPS de la chute en secondes.
0.01	0.44	0.05	0.70	3.71	0.38	4.75	9.65	0.98
0.02	0.63	0.06	0.75	3.84	0.39	5.00	9.90	1.01
0.03	0.77	0.08	0.80	3.96	0.40	5.50	10.38	1.06
0.04	0.89	0.09	0.85	4.08	0.42	6.00	10.84	1.11
0.05	0.99	0.10	0.90	4.20	0.43	6.50	11.29	1.15
0.06	1.08	0.11	0.95	4.32	0.44	7.00	11.71	1.20
0.07	1.17	0.12	1.00	4.43	0.45	7.50	12.12	1.24
0.08	1.25	0.13	1.10	4.65	0.47	8.00	12.52	1.28
0.09	1.33	0.14	1.20	4.85	0.50	8.50	12.91	1.32
0.10	1.40	0.14	1.30	5.05	0.52	9.00	13.28	1.36
0.12	1.53	0.16	1.40	5.24	0.53	9.50	13.65	1.39
0.14	1.66	0.17	1.50	5.42	0.55	10.00	14.00	1.43
0.16	1.77	0.18	1.60	5.60	0.57	10.50	14.35	1.47
0.18	1.88	0.19	1.70	5.78	0.59	11.00	14.69	1.50
0.20	1.98	0.20	1.80	5.94	0.61	11.50	15.02	1.53
0.22	2.08	0.21	1.90	6.12	0.62	12.00	15.34	1.57
0.24	2.17	0.22	2.00	6.26	0.64	12.50	15.64	1.60
0.26	2.26	0.23	2.10	6.42	0.66	13.00	15.97	1.63
0.28	2.34	0.24	2.20	6.57	0.67	13.50	16.27	1.66
0.30	2.43	0.25	2.30	6.72	0.68	14.00	16.57	1.69
0.32	2.51	0.26	2.40	6.86	0.70	14.50	16.87	1.72
0.34	2.58	0.26	2.50	7.00	0.71	15.00	17.12	1.75
0.36	2.66	0.27	2.60	7.14	0.73	15.50	17.44	1.78
0.38	2.73	0.28	2.70	7.27	0.74	16.00	17.71	1.81
0.40	2.80	0.29	2.80	7.41	0.75	16.50	17.99	1.84
0.42	2.87	0.29	2.90	7.55	0.77	17.00	18.26	1.86
0.44	2.94	0.30	3.00	7.67	0.78	17.50	18.53	1.89
0.46	3.00	0.31	3.25	7.98	0.81	18.00	18.79	1.92
0.48	3.07	0.31	3.50	8.29	0.85	18.50	19.05	1.94
0.50	3.13	0.32	3.75	8.57	0.88	19.00	19.31	1.97
0.55	3.28	0.34	4.00	8.86	0.90	19.50	19.55	1.99
0.60	3.43	0.35	4.25	9.13	0.93	20.00	19.80	2.02
0.65	3.57	0.36	4.50	9.39	0.96	21.00	20.30	2.07
h	v	t	h	v	t	h	v	

10. On peut substituer à cette table le tracé géométrique indiqué sur la pl. 1, fig. 1, de la nature de ceux dont nous nous efforçons de généraliser l'usage, à l'égard de la plupart des calculs de la mécanique.

L'échelle AB représente les hauteurs de chute jusqu'à 12m50, par exemple; celle AC les temps t, et celle supérieure CD les vitesses acquises v.

La courbe parabolique AD indique le rapport des carrés des temps avec les espaces parcourus.

La droite AE est relative à la proportionnalité des temps avec les vitesses acquises.

Supposons maintenant, comme exemple, que l'on cherche le temps employé par un corps pour tomber d'une hauteur de 8m75, et sa vitesse acquise à la fin de la chute.

La formule ci-dessus servant à déterminer la valeur du temps t, donne ici :

$$t = \sqrt{\frac{2 \times 8^{m}75}{9{,}8088}} = 1'',325.$$

La vitesse due à la hauteur se trouve, ainsi qu'on sait, par

$$v = \sqrt{2 \times 9{,}8088 \times 8{,}75} = 13^{m}100.$$

Pour trouver ces résultats à l'aide du tableau graphique, nous cherchons l'intersection de la verticale 8,75 en a, avec la courbe AD, et la hauteur de cette verticale, reportée sur l'échelle AC, donne en b, 1'',33, valeur qui ne diffère que de quelques millièmes de secondes, du résultat trouvé par le calcul. Si du point d'intersection a, on suit l'horizontale jusqu'à la droite AE, en élevant de la rencontre c une verticale vers CD on trouve sur cette échelle 13m10 pour la vitesse acquise, sans aucune différence avec le calcul.

A l'aide de ce tableau graphique, on peut résoudre toutes les questions, non-seulement selon la manière dont elles se présentent, mais encore dans des limites très-étendues.

Si on suppose en effet que l'échelle inférieure AB soit divisée par 100, les deux autres AC et CD seront divisées par 10. On aura ainsi des hauteurs de 0 à 1m25, correspondantes à des temps de 0 à 0,16 de seconde, et des vitesses de 0 à 2 mètres. Réciproquement si AB était multipliée par 100, on aurait des hauteurs de 0 à 1250 mètres, pour des temps de 0 à 16 secondes et des vitesses de 0 à 200 mètres.

APPLICATION DE LA LOI DE LA PESANTEUR AUX EFFETS DES FORCES MOTRICES EN GÉNÉRAL

11. Puisque la pesanteur est une force capable de communiquer à un corps une vitesse déterminée, toutes les forces d'une nature différente de la pesanteur, et qui produisent des effets analogues, peuvent lui être comparées; d'où, en résumé, l'action de la pesanteur peut servir à mesurer toutes les forces utilisées en mécanique, quand cette puissance ne l'est pas elle-même, ainsi que cela arrive pour les moteurs hydrauliques, par exemple.

12. La pesanteur, considérée sous le point de vue de la vitesse qu'elle peut communiquer à un corps libre, offre ceci de particulier à la plupart des autres forces, qu'elle agit avec la même intensité pendant tout le temps de la chute, de façon à accélérer indéfiniment la vitesse. C'est en effet le propre des actions à distance qui ne se trouvent pas diminuées de la quantité d'effet qu'elles ont produit; les autres forces, au contraire, telles que la vapeur, les cours d'eau, les forces animales, etc., produisent une action qui va croissant, du moment de l'inertie du corps à mouvoir jusqu'à celui où ce corps a atteint une certaine vitesse qu'on ne peut dépasser qu'à la condition de diminuer les effets de la résistance ou d'augmenter la force. C'est ainsi qu'une locomotive, dans un état de marche déterminé, ne peut donner à un convoi qu'une vitesse maximum correspondante, sur un chemin de niveau.

Mais en opérant d'une certaine façon sur un corps soumis à l'action de la pesanteur, on peut en déduire néanmoins la possibilité de déterminer très-exactement les vitesses maxima que peuvent acquérir les corps sous l'influence d'une force motrice.

Fig. 2.



13. Supposons d'abord un poids P (fig. 2) suspendu à une corde qui passe sur une poulie A parfaitement mobile sur son axe; admettons également que l'autre brin de la corde soit muni d'un arrêt *a* qui lui permette d'entraîner dans son mouvement ascensionnel un second poids P', au travers duquel elle passe, ce poids étant exactement égal au précédent P.

Si dans cette disposition on laisse le poids P descendre suivant l'action naturelle de la pesanteur, il se mouvra suivant ce qui a été dit ci-dessus, c'est-à-dire que, partant du repos, son mouvement s'accélérera progressivement, et au bout d'une seconde, il aura acquis une vitesse de 9^m8088 et aura parcouru 4^m9044.

Si dans ce même moment, l'arrêt *a* vient à rencontrer le poids P', les deux brins de la corde supportant chacun un même poids, l'équilibre aura lieu comme pour les deux plateaux d'une balance, et l'action de la pesanteur deviendra nécessairement nulle; mais le mouvement se continuera en vertu de l'inertie de la matière; sa vitesse sera maintenant uniforme et égale à celle qui était acquise par le corps P, au moment où celui P' a été mis en mouvement.

On peut donc conclure de là que, dans une machine à l'état de mouvement uniforme, les forces motrices et résistantes se font parfaitement équilibre.

14. Si maintenant on dispose l'expérience de manière à suspendre aux deux brins de la corde deux poids différents, soient 1 et 3 kilogrammes, la corde se mettra en mouvement, sous l'influence de l'excès d'un poids sur l'autre, et la progression des vitesses suivra la loi d'accroissement d'un corps tombant librement, mais avec une intensité différente.

Si en effet l'on arrête, au bout d'une seconde de chute, le mouvement progressif, en rétablissant l'équilibre comme on l'a fait ci-dessus, on trouve que la vitesse acquise est égale à 4,9044, et le chemin parcouru 2,4522, valeurs qui sont juste-

ment moitié moindres de celles que l'on obtient par l'action de la pesanteur.

15. En examinant avec attention ce qui se passe dans la chute d'un corps libre et dans la chute d'un poids de 3 kil. qui met en mouvement un autre poids de 1 kil., on trouve que pour le corps libre, l'action de la pesanteur ne mettant que lui en mouvement, son intensité est exprimée par le poids même du corps et engendre toute la vitesse maximum qu'elle puisse produire. Dans le second cas, la somme des poids mis en mouvement est égale à 4 kilog., tandis que leur différence, seule et unique cause du mouvement, est égale à 2 kilog.

Puisque 2 kilog. servent à en faire mouvoir 4, l'intensite de la pesanteur est regardée comme diminuée de moitié, et l'expérience vient d'établir qu'elle engendre, au bout d'une seconde, une vitesse également moitié de celle acquise par un corps libre.

Comme en définitive cette propriété se vérifie, en variant les expériences autant qu'on le veut, on peut en déduire la loi générale suivante :

Quatrième règle. — *Les vitesses communiquées à un même corps par des forces qui agissent sur ce corps exactement dans les mêmes circonstances, sont proportionnelles aux grandeurs de ces forces.*

16. Cette loi donne lieu à une formule qui permet de déterminer quelle est la force capable de donner à un poids une vitesse déterminée, au bout d'une seconde, et réciproquement quelle vitesse pourrait prendre un poids, sous l'influence d'une force donnée.

Sachant donc que l'action de la pesanteur imprime aux corps libres une vitesse g au bout d'une seconde de chute, le poids de ces corps représentant dans ce cas l'intensité de la force, on peut, d'après la loi de proportionnalité ci-dessus, établir la relation

$$P : p :: g : v$$

dans laquelle

P, représente le poids à mettre en mouvement;

p, la force motrice exprimée également en poids;

g, la vitesse $9^m 8088$ acquise au bout d'une seconde de chute par le poids si la pesanteur agissait librement sur lui;

v, la vitesse engendrée au bout d'une seconde par l'action de la force p sur le poids P.

Si nous supposons, comme exemple, que dans l'expérience ci-dessus (15), on cherche quelle vitesse on imprimerait à un poids de 100 kil. avec un autre de 25 kil., on a, d'après la proportion ci-dessus :

$$v = \frac{p\,g}{P}$$

et

$$v = \frac{25 \times 9{,}8088}{100} = 2^m 452.$$

Ainsi, pour revenir à l'expérience, on suspendrait aux deux extrémités d'une corde placée sur une poulie, deux poids de $37^{kil.} 5$ et $62^{kil.} 5$, dont la somme est 100

et la différence 25; l'action motrice du plus fort ferait acquérir au bout d'une seconde à l'ensemble des poids, une vitesse de $2^m 452$, et le chemin parcouru serait (4) $1^m 226$.

17. La même formule fournit, ainsi que cela a été dit, la résolution d'une question inverse, où l'intensité de la force p est au contraire cherchée.

Il suffit, en effet, de disposer ainsi la formule :

$$p = \frac{P v}{g} \quad \text{ou} \quad \frac{P}{g} \times v.$$

18. Nous rappellerons en passant, que cette dernière expression $\left(\frac{P}{g}\right.$, quotient du poids d'un corps par sa gravité$\left.\right)$ s'appelle *la masse* d'un corps, et que le produit de cette masse, par une vitesse v, est égale à la force p qui serait capable de lui imprimer cette vitesse au bout d'une seconde de mouvement.

Cette valeur p, représentée par le produit de la masse par la vitesse, est ce que l'on désigne en mécanique sous le nom de *quantité de mouvement*.

19. Il est très-important de faire remarquer que cette valeur, nommée quantité de mouvement, est une force capable, si elle est permanente, de produire un mouvement uniformément accéléré indéfini, tandis que les efforts exercés par un moteur sont tels que la vitesse normale est et doit être uniforme.

Mais cette force accélératrice est réellement dépensée au moment de la mise en train, pour vaincre l'inertie des machines à mettre en mouvement et celle du moteur lui-même.

Nous aurons souvent l'occasion de revenir sur ces divers principes, en parlant des vitesses reçues par les machines motrices de la part des agents moteurs.

TRAVAIL MÉCANIQUE

20. On entend par *travail mécanique* une résistance vaincue par une force qui fait parcourir en même temps un certain chemin à son point d'application.

Fig. 3.



Ainsi, un homme qui agit sur un mécanisme pour lever une vanne, produit une certaine quantité de travail mécanique, dont la valeur est déterminée par la résistance opposée par la vanne, par la pression de l'eau et son frottement dans les coulisses, et par la quantité dont elle a été déplacée.

Une pression qui ne produirait pas de mouvement, ne peut être évaluée que comme pression simple, exprimable en poids, et n'est pas un travail.

21. Afin de rendre possible l'estimation du travail mécanique, et de l'exprimer par des valeurs numériques composées d'unités particulières, supposons (fig. 3) deux poids égaux P et P', fixés à une même corde, disposée, comme ci-dessus, autour d'une poulie A.

D'après ce qui a été dit (13), si l'un des deux poids P a reçu une impulsion,

comme ils sont en équilibre, ils se mouvront avec une vitesse uniforme, et la même pour les deux.

22. Supposons, en second lieu, qu'ayant disposé deux poulies A et B de différents diamètres sur un même axe, on enroule sur chacune d'elles une corde supportant un poids. Pour que l'équilibre ait lieu dans ce dernier cas, il faut que ces deux poids P et p soient entre eux en raison inverse des diamètres des poulies A et B, dont les rayons forment le fléau d'une balance ayant ses bras inégaux.

Puisque l'équilibre sera établi, on pourra, en donnant au poids P la même impulsion que dans le premier cas, obtenir le mouvement uniforme; seulement le poids p, dont la corde s'enroule sur une poulie plus grande, parcourra dans le même temps un chemin nécessairement plus considérable, et qui sera à celui parcouru par le poids P, comme les poulies sont entre elles ou en raison inverse des poids P et p.

Il suit de là qu'avec le même poids P, animé de la même vitesse dans les deux cas, on a élevé deux poids différents P′ et p, mais aussi avec des vitesses différentes et qui sont entre elles inversement proportionnelles à ces poids.

Par conséquent, si dans les deux cas on fait le produit du chemin parcouru par le poids mis en mouvement, ces produits seront évidemment égaux, comme la cause du mouvement était, en effet, la même dans chaque cas.

23. On peut donc représenter un travail mécanique par un produit dont les deux facteurs seront l'un le poids, et l'autre le chemin parcouru par ce poids.

Des produits égaux équivalent donc à des quantités égales de travail, quelle que soit la valeur des facteurs.

24. Il est aussi facile, d'après cela, de créer une unité de force qu'une unité de poids : il suffit de convenir d'un poids déterminé, déplacé d'une quantité fixe dans un temps donné.

L'unité adoptée en France et par les pays possédant le système métrique, s'appelle *kilogrammètre*, et équivaut à un kilogramme élevé à un mètre de hauteur dans une seconde.

Donc, en définitive, le produit d'un poids exprimé en kilogrammes, par le chemin qu'il parcourt, exprimé en mètres, et divisé par le temps employé à faire le travail, exprimé en secondes, vaut autant de kilogrammètres qu'il contient d'unités entières.

La somme de 75 kilogrammètres s'énonce ordinairement : *force d'un cheval-vapeur*, quoique d'autres forces motrices que la vapeur s'évaluent également en chevaux, ainsi que nous le verrons souvent.

Afin que l'on puisse toujours comparer les divers genres de forces motrices, nous donnons la table suivante qui contient les valeurs en kilogrammètres pour un certain nombre d'hommes, de chevaux vivants et de chevaux-vapeur.

Il est à remarquer que cette force de cheval-vapeur qui sert souvent de mesure dans l'évaluation de la puissance ou de la résistance des machines, est notablement plus considérable que celle du cheval vivant. Celui-ci, lorsqu'il est attelé à un manége, n'équivaut en effet, en moyenne, qu'à 45 kilogrammètres par seconde.

La puissance de l'homme est considérablement moindre, car lorsqu'il est appliqué à une manivelle, on estime qu'il ne produit moyennement qu'un travail de 7 kilogrammètres.

TABLE COMPARATIVE

DE LA FORCE DES HOMMES, DES CHEVAUX VIVANTS ET DES CHEVAUX-VAPEUR EN KILOGRAMMÈTRES

FORCE nominale en hommes et en chevaux.	VALEUR moyenne des hommes en kilogrammètres.	VALEUR moyenne des chevaux vivants en kilogrammètres.	VALEUR réelle des chevaux-vapeur en kilogrammètres.	FORCE nominale en hommes et en chevaux.	VALEUR moyenne des hommes en kilogrammètres.	VALEUR moyenne des chevaux vivants en kilogrammètres.	VALEUR réelle des chevaux-vapeur en kilogrammètres.
1	7	45	75	17	119	765	1275
2	14	90	150	18	126	810	1350
3	21	135	225	19	133	855	1425
4	28	180	300	20	140	900	1500
5	35	225	375	25	175	1125	1875
6	42	270	450	30	210	1350	2250
7	49	315	525	35	245	1575	2625
8	56	360	600	40	280	1800	3000
9	63	405	675	45	315	2025	3375
10	70	450	750	50	350	2250	3750
11	77	495	825	60	420	2700	4500
12	84	540	900	70	490	3150	5250
13	91	585	975	80	560	3600	6000
14	98	630	1050	90	630	4050	6750
15	105	675	1125	100	700	4500	7500
16	112	720	1200	200	1400	9000	15000

TRAVAIL UTILE DÉVELOPPÉ PAR L'ACTION DE LA PESANTEUR

25. La théorie et la pratique ont démontré depuis longtemps qu'on peut appliquer à un corps tombant d'une hauteur donnée les propriétés des forces motrices dont nous avons parlé ci-dessus.

Ainsi, théoriquement, un poids qui tombe d'une certaine hauteur, est capable d'élever un poids égal, à la même hauteur et dans le même temps, abstraction faite des frottements.

26. La quantité de travail dépensée par la pesanteur pour abaisser un poids d'une certaine hauteur est égale au produit de ce poids par la hauteur de chute.

Appelant P le poids connu, et H la hauteur donnée, on a

$$F = PH.$$

Si la hauteur était 10 mètres et le poids 10 kilogrammes, le produit serait 100 kilogrammètres, abstraction faite du temps t employé à faire ce travail.

S'il s'agissait, en effet, de déterminer la quantité de travail par 1″, on devrait considérer qu'un corps libre met 1″,428 à tomber d'une hauteur de 10 mètres, d'après la table ci-dessus (9), ou par les calculs correspondants; par conséquent, la valeur en kilogrammètres par 1″ devient

$$T = \frac{PH}{t} = \frac{10 \times 10}{1,428} = 70.$$

On peut obtenir le même résultat en procédant par le raisonnement suivant.

Nous avons vu plus haut (3) que la vitesse acquise à la fin de la chute par un corps qui tombe d'une certaine hauteur était double de celle qu'il lui aurait fallu pour parcourir le même espace dans le même temps avec une vitesse uniforme; cette vitesse, d'après la même table (9), est de $14^{m}006$ pour 10 mètres de chute, laquelle valeur, divisée par 2, donne $7^{m}003$ par 1″, vitesse supposée uniforme.

Par conséquent, 10 kilogrammes qui se meuvent dans cette condition, produisent précisément 70 kilogrammètres par 1″.

C'est en résumé ce travail qui peut être restitué par un poids unique de 10 kilogrammètres tombant d'une hauteur de 10 mètres.

Le total de 100 kilogrammètres est atteint seulement en 1″,428.

Mais dans les chutes d'eau, il y a nécessairement continuité dans le débit, et la source fournit constamment le même poids d'eau dans chaque seconde; il s'ensuit que le poids continuellement en mouvement est proportionnel au temps total de chute, c'est-à-dire que si, dans l'exemple ci-dessus, une source débite 10 kilogrammètres d'eau dans chaque seconde, le temps nécessaire pour effectuer 10 mètres de chute étant de plus d'une seconde, ce poids en mouvement serait égal à

$$10^{kil.} \times 1'',428 = 14^{kil.}28.$$

La vitesse étant la même que ci-dessus, le travail par seconde devient réellement

$$14^{k}28 \times 7^{m}003 = 100 \text{ kilogrammètres.}$$

On pourrait s'assurer que ce fait est général, en se servant de la notation indiquée par les paragraphes 6 à 8.

Ainsi, la première valeur P H, produit simple du poids par la hauteur, peut s'écrire

$$P\left(\frac{1}{2} g t^2\right) \qquad (6).$$

La deuxième, produit du poids P par la moitié de la vitesse V et du temps t, ou

$$P\left(\frac{V}{2} t\right)$$

peut être remplacée par

$$P\left(\frac{g t}{2} t\right) \text{ ou } P\left(\frac{g}{2} t^2\right) \qquad (7).$$

Cette valeur étant parfaitement identique à celle ci-dessus, on peut être certain de l'exactitude des résultats trouvés plus haut et pour tous les cas possibles.

27. On peut concevoir maintenant que si l'on possède une chute d'eau d'une certaine hauteur, alimentée par un cours fournissant dans chaque seconde un même poids d'eau, on puisse évaluer cette propriété en une force disponible, exprimée par le produit du poids d'eau débitée par seconde, par la hauteur de la chute, exprimée en mètres.

Ainsi, par exemple, un cours d'eau qui débiterait 500 litres par seconde, ou 500 kilogrammes, produirait, en tombant d'une hauteur verticale de $2^{m}50$, une puissance disponible de

$$500^{k} \times 2^{m}50 = 1250 \text{ kilogrammètres.}$$

Nous avons dit qu'en divisant le produit par 75, on donnait aux unités du quotient le nom de *chevaux-vapeur*, expression consacrée par l'usage, et qui est aussi bien adoptée pour les moteurs hydrauliques que pour les moteurs à vapeur. Ainsi les 1250 kilogrammètres ci-dessus produiraient

$$1250 : 75 = 16{,}7 \text{ chevaux-vapeur.}$$

28. Nous sommes parvenu à faire comprendre comment les cours d'eau peuvent être utilisés pour servir de force motrice, et comment on doit en estimer leur valeur. Il nous reste, avant d'entrer dans les détails de la construction directe, à faire connaître les différentes règles pratiques servant à déterminer ce qu'on est convenu d'appeler les dépenses d'eau; dépense qui varie suivant la forme des orifices par lesquels elle est effectuée.

29. Nous croyons nécessaire de faire une remarque au sujet du travail que l'on doit compter utiliser du produit d'une chute d'eau. Il ne faut pas, en effet, regarder le résultat des données précédentes comme exprimant la valeur positive de la force disponible d'une chute d'eau, comme de toute force naturelle analogue. Il faut bien noter qu'un très-grand nombre de causes influent de manière à diminuer les effets : la résistance de l'air, les frottements de l'eau dans les canaux, les pertes naturelles du sol, etc., contribuent déjà à diminuer la puissance. En ajoutant les frottements de la machine ou du récepteur de la force sur ses supports, et les fuites inévitables, on trouve, en définitive, que les meilleurs moteurs hydrauliques rendent au plus 80 pour 100 de la force théorique, c'est-à-dire qu'ayant 100 kilogrammes d'eau disponibles, on ne peut compter au plus que sur 80 kilogrammes réellement utilisés.

Cette valeur s'appelle l'*effet utile* d'un moteur, ou force pratique. En général, le rendement moyen des moteurs hydrauliques peut varier de 60 à 75 pour 100 de l'effet théorique.

Dans ces conditions, les moteurs hydrauliques bien établis, sont encore ceux qui rendent le plus de travail utile, par le peu de complication de leur mécanisme.

HYDRODYNAMIQUE

CALCULS DES DÉPENSES D'EAU

30. Un liquide en équilibre dans un vase ou une capacité quelconque, s'en échappe avec une certaine vitesse, si l'on vient à pratiquer une ouverture dans l'une de ses parois, au-dessous de la surface libre du liquide.

31. La vitesse théorique acquise par les molécules liquides, au moment même de leur sortie, est indépendante de la masse totale du liquide contenu dans le récipient, de la forme de l'orifice d'écoulement et de la densité du liquide. La théorie et la pratique ont démontré que cette vitesse dépend uniquement de la distance verticale qui sépare la surface libre du point où s'échappe la veine fluide, et qu'elle est égale à celle qu'acquerrait un corps tombant dans le vide d'une hauteur correspondante.

Fig. 4.



32. Supposons, pour exemple, un vase A (fig. 4), d'une forme et d'une capacité quelconques, contenant de l'eau qui atteint un niveau $m\ n$.

Si l'on pratique une ouverture en B, la vitesse du liquide à sa sortie sera exprimée par la formule,

$$v = \sqrt{2gh}$$

dont nous avons donné plus haut (8) la signification.

Si la hauteur est égale, par exemple, à 2 mètres, on aura, au moyen de la table (9), ou par le calcul, $6^m\ 26$ de la vitesse à la sortie de l'orifice B.

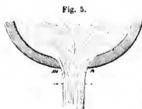
33. Ce résultat ne changerait pas si l'orifice était pratiqué dans les parois verticales; on devrait seulement compter la hauteur h à partir du centre de l'orifice, s'il est d'une forme régulière. La vitesse obtenue ainsi serait une moyenne entre toutes celles qui résultent nécessairement des divers points d'un orifice situé horizontalement.

34. Si, d'après cette donnée, on veut calculer le volume d'eau qui s'écoule dans une seconde par un orifice d'une section déterminée, et chargée d'une hauteur de liquide, on devra remarquer que le volume écoulé est évidemment égal à un prisme de liquide ayant pour base la section de l'orifice, et pour hauteur la vitesse moyenne par seconde, à la sortie de l'orifice. Cela suppose, ce qui arrive ordinairement dans les travaux hydrauliques, que le niveau reste constant, sans quoi le produit varierait avec la hauteur h, d'où résulte la vitesse, l'un des facteurs du produit.

35. Ce calcul est parfaitement exact théoriquement, et se vérifie dans bien des circonstances pratiques; mais souvent aussi, la dépense est notablement diminuée par la disposition de l'orifice, relativement aux formes des parois. Il arrive, en effet, qu'une veine liquide, en traversant un orifice $m\ n$ (fig. 5), pra-

tiqué dans une paroi mince, se contracte de façon à n'avoir plus, à une petite distance, qu'une section égale à 0,64 environ de celle de cet orifice, et qu'à partir de ce point elle est sensiblement cylindrique; d'où l'on peut déduire que le volume d'eau écoulé est proportionnel à cette section. C'est, en effet, ce que l'expérience confirme dans bien des cas.

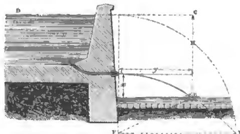
Fig. 5.



On a également constaté que lorsqu'un orifice est muni d'un ajutage en dehors, qui augmente l'épaisseur de la paroi, le liquide le remplit et sort *à gueule-bée;* d'où la dépense est sensiblement la même que théoriquement.

36. Lorsqu'un liquide s'écoule d'un vase par un orifice situé à une certaine distance au-dessous de sa surface libre, et disposé horizontalement, le jet affecte une forme parabolique, ainsi que cela arrive chaque fois qu'un corps est lancé dans une direction formant un certain angle avec la verticale; l'action permanente de la pesanteur agissant pour le rappeler vers la terre, il décrit sous l'influence de la force impulsive et de celle de la pesanteur combinées, une courbe parabolique qui est la résultante de ces deux forces.

Fig. 6.



Ainsi, si nous supposons un bassin (fig. 6), dont l'eau s'écoule par l'orifice A, le liquide en vertu de sa vitesse v, due à la hauteur H, devra suivre une direction A B, formant un jet, dont l'amplitude est nécessairement dépendante de l'intensité de la charge H sur le centre de l'orifice.

En considérant le point B où le jet vient rencontrer le sol (soit ici une nappe d'eau), on voit qu'il se trouve inscrit dans un rectangle ayant x pour hauteur verticale et y pour longueur. On peut, connaissant la hauteur H, déterminer très-facilement le côté y, car il est égal à la vitesse v, ou $\sqrt{2gH}$ (32), multipliée par le temps t qu'un corps mettrait à tomber librement d'une hauteur x.

Si, par exemple, x égalait $4^m 90$, qu'un corps parcourt en tombant dans la première seconde de chute, y serait précisément égal à la vitesse due à la hauteur H.

On peut donc dire que pour un même temps t, nécessaire pour effectuer la chute x,

$$t = \sqrt{\frac{2x}{g}} \qquad (8)$$

et y devant être le produit de ce temps par la vitesse v, ou $\sqrt{2gH}$, on a

$$y = vt, \text{ ou } y = \sqrt{\frac{2x}{g}} \times \sqrt{2gH}$$

d'où, en réduisant,

$$y^2 = \frac{2x}{g} \times 2gH = 4Hx.$$

Cette expression, $y^2 = 4Hx$, est précisément l'équation d'une parabole qui aurait 4 H pour paramètre, c'est-à-dire dont la distance du sommet au foyer serait égale à H. Mais H représentant la hauteur de chute qui engendre le jet parabolique, on déduit de ces considérations cette loi remarquable :

Une veine fluide qui s'élance par un orifice disposé horizontalement, décrit une parabole dont la distance du sommet au foyer est égale à la chute ou la charge sur le centre de l'orifice.

D'après cela, le jet A B, fig. 6, est une parabole dont le foyer F est distant du point A, sommet de la courbe, d'une quantité égale à H, hauteur verticale de la charge au-dessus de l'orifice A.

Le niveau supérieur D C est donc *la directrice* de la parabole.

A part l'intérêt scientifique que cette loi peut offrir, elle fournit, entre autres applications, un moyen pratique de déterminer approximativement la pression sur un orifice par lequel s'écoule un liquide dont on peut mesurer la portée du jet.

Si x et y sont effectivement connus, on peut trouver H; car, si $y^2 = 4Hx$, on en déduit facilement :

$$H = \frac{y^2}{4x}.$$

La valeur de H serait donc la charge de pression cherchée, mais abstraction faite des diverses contractions et de la résistance de l'air, qui peuvent dans certains cas influer légèrement sur le résultat pratique pour le diminuer.

Supposons, comme exemple, qu'il s'agisse de déterminer la pression H capable d'engendrer un jet inscrit dans un rectangle dont la hauteur x égale 2^m00, et la longueur y, 2^m50.

On trouverait :

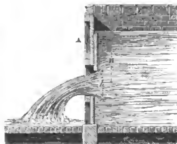
$$H = \frac{(2^m50)^2}{4(2^m00)} = \frac{6,25}{8,00} = 0^m781.$$

APPLICATIONS DES RÈGLES PRÉCÉDENTES AU CALCUL DES DÉPENSES D'EAU PAR UNE VANNE VERTICALE.

Fig. 7.



Fig. 8.



37. Les vannes de décharge sont presque toujours disposées comme les fig. 7 et 8 l'indiquent, c'est-à-dire qu'après avoir retenu les eaux au moyen d'un barrage A, en charpente ou en maçonnerie, on les fait écouler par un orifice rectangulaire qui se ferme ou s'ouvre à volonté, au moyen d'une porte ou vanne B.

38. Comme il importe, dans la plupart des circonstances, de déterminer promptement et avec exactitude, le volume d'eau qui s'écoule par une vanne de décharge ou par une vanne motrice verticale, afin de connaître le volume, et par suite, la valeur du cours d'eau, nous donnons une table qui permettra de déterminer ces dépenses d'une manière extrêmement simple, et mettra ces opérations à la portée de tous les industriels, de tous les praticiens.

Quoiqu'il soit très-facile de faire ces calculs au moyen des formules et des règles que nous avons vues ci-dessus, il est très-utile néanmoins, dans bien des circonstances, d'apprécier d'un coup d'œil la valeur d'un cours d'eau, afin de pouvoir répondre sur place, au lieu même de l'expérience, au propriétaire, qui est toujours désireux de connaître immédiatement la puissance exacte de la force motrice mise à sa disposition. Cette appréciation est très-aisée à faire avec les tables, qui épargnent aux ingénieurs et aux mécaniciens les calculs qu'on ne peut faire sûrement qu'au cabinet; et, en supposant même que l'on fasse ces calculs, la table est encore le meilleur moyen de vérification.

Nous avons pu nous convaincre, qu'en effet, ces tables ont été favorablement accueillies; car à la suite de leur insertion dans notre *Publication industrielle*, nous avons eu la satisfaction de les voir reproduites ailleurs.

Nous avons calculé des dépenses d'eau pour des charges et des hauteurs variables, mais en supposant l'orifice invariablement de 1 mètre de largeur, attendu qu'à charge et hauteur égales, la dépense reste proportionnelle à la largeur.

Ces tables sont calculées au moyen d'une formule fondée sur les considérations ci-dessus (32 à 35), relativement à la dépense théorique et au coefficient de contraction. On considère ici la vanne comme orifice en mince paroi.

Voici cette formule :

$$D = l \times h \times \sqrt{2gH} \times m \times 1000.$$

dans laquelle :

D, représente le volume d'eau dépensé en litres par 1″;
l, la largeur de l'orifice ouvert, exprimée en mètres;
h, la hauteur verticale de cet orifice, également en mètres;
H, la charge, ou la hauteur de pression, mesurée depuis le centre de l'orifice jusqu'au niveau supérieur du réservoir au point où la dénivellation n'est plus apparente.
g, exprime l'action de la pesanteur, et est égale à 9m 81, d'où :

$$2g = 19{,}62;$$

$\sqrt{2gH}$ est la vitesse V due à la hauteur H;
m, coefficient qui varie, en pratique, de 0,59 à 0,66, en admettant que la contraction soit complète, c'est-à-dire qu'elle ait lieu sur les quatre côtés de l'orifice, et les charges étant relevées au-dessus de cet orifice.

Ce cas de contraction complète se présente souvent en pratique : nous avons cru devoir calculer la table dans cette hypothèse; toutefois nous avons eu le soin de donner à la suite des multiplicateurs à employer pour les contractions sur 3, sur 2 et même sur un seul côté de l'orifice. Dans la construction d'une nouvelle usine, il est bon de chercher à éviter les contractions le plus possible, et pour cela il faut placer l'orifice de vanne de manière que les côtés et le fond se trouvent sur le prolongement même des parois du réservoir.

Nous donnons, dans la première colonne de la table, les hauteurs de pression, variables depuis 0m 10 jusqu'à 4m 00, et dans la deuxième colonne, les vitesses dues à ces hauteurs.

Dans les colonnes suivantes sont les résultats des dépenses effectuées par des orifices de 1 mètre de largeur, ouverts à des hauteurs différentes de 0m 04 à 0m 50, et ne variant que de 0m 01.

PREMIÈRE TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	VITESSES correspondantes par seconde.	DÉPENSES d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de					
		4 cent	2 cent.	9 cent.	7 cent.	8 cent.	2 cent
m.	mètres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres
0.10	1.400	36	44	53	61	69	78
0.15	1.715	44	54	65	75	83	94
0.20	1.981	50	62	73	86	94	109
0.25	2.215	57	70	84	96	112	124
0.30	2.426	61	72	94	106	120	135
0.35	2.620	66	82	98	114	132	146
0.40	2.802	71	88	107	122	139	156
0.45	2.972	75	93	111	130	142	165
0.50	3.132	79	98	117	136	155	174
0.55	3.285	83	103	123	143	163	183
0.60	3.403	86	107	128	148	172	191
0.65	3.600	90	112	135	157	177	200
0.70	3.705	93	116	139	161	184	208
0.75	3.836	95	120	143	167	190	215
0.80	3.961	99	124	149	172	196	220
0.90	4.208	105	131	157	183	207	236
1.00	4.420	112	138	165	192	212	242
1.10	4.645	116	143	175	201	229	257
1.20	4.852	121	151	181	212	240	267
1.30	5.050	126	157	187	219	242	279
1.40	5.244	130	162	194	226	258	290
1.50	5.425	134	168	201	233	266	300
1.60	5.603	138	173	207	241	273	303
1.70	5.775	142	177	212	248	283	318
1.80	5.942	146	182	218	255	290	326
1.90	6.105	150	187	224	261	298	335
2.00	6.264	154	191	229	267	305	343
2.10	6.419	157	196	235	274	312	351
2.20	6.570	161	201	241	280	320	359
2.30	6.718	165	205	246	286	327	368
2.40	6.862	168	210	251	293	334	375
2.50	7.003	172	214	257	299	341	382
2.60	7.143	175	219	262	305	349	391
2.70	7.279	178	223	267	311	355	398
2.80	7.412	182	227	271	316	361	405
2.90	7.542	185	231	272	323	367	413
3.00	7.672	188	235	281	327	374	420
3.25	7.985	193	242	290	338	385	433
3.50	8.288	201	243	304	350	400	450
3.75	8.577	208	261	314	363	414	465
4.00	8.859	215	268	321	374	427	481

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	DÉPENSES d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de						
	10 cent.	11 cent.	12 cent	13 cent.	14 cent.	15 cent.	16 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	86	94	103	110	119	126	134
0.15	105	115	125	133	145	155	165
0.20	122	133	145	157	168	179	190
0.25	138	148	162	175	188	201	214
0.30	148	164	178	192	206	220	234
0.35	162	177	192	208	223	238	253
0.40	172	189	206	222	238	255	271
0.45	183	201	219	236	253	271	288
0.50	193	212	230	249	267	285	304
0.55	203	222	242	261	280	299	318
0.60	212	230	251	272	292	312	330
0.65	221	240	262	284	304	325	350
0.70	228	249	272	294	316	338	360
0.75	236	250	282	304	327	350	372
0.80	242	267	291	314	338	361	385
0.90	259	284	309	334	359	384	409
1.00	272	299	326	352	379	405	432
1.10	285	311	341	368	396	424	452
1.20	298	327	356	385	414	443	472
1.30	310	340	371	401	431	461	491
1.40	321	353	384	416	446	477	509
1.50	332	365	397	429	462	493	526
1.60	342	376	409	442	476	509	542
1.70	352	387	422	456	491	524	559
1.80	362	398	434	469	504	539	574
1.90	374	408	444	480	516	552	588
2.00	380	418	455	492	530	566	603
2.10	392	428	466	504	542	580	617
2.20	398	438	477	517	555	594	633
2.30	408	448	488	527	567	606	646
2.40	416	457	498	538	579	620	660
2.50	424	466	507	549	590	631	673
2.60	438	472	518	561	603	645	687
2.70	442	486	529	572	616	660	703
2.80	450	495	539	584	628	673	716
2.90	458	503	548	592	637	683	726
3.00	466	511	557	602	648	695	739
3.25	481	530	578	624	672	720	768
3.50	500	550	599	637	697	747	797
3.75	517	568	619	671	722	773	825
4.00	533	587	640	693	746	799	852

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	DÉPENSES d'eau en litres, par seconde, pour les hauteurs d'orifice de						
	17 cent.	18 cent.	19 cent.	20 cent.	21 cent.	22 cent.	23 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	142	150	158	167	»	»	»
0.15	175	186	194	203	213	224	234
0.20	204	213	223	235	247	259	271
0.25	226	239	252	264	278	290	305
0.30	248	263	276	291	305	320	334
0.35	268	284	299	314	330	346	361
0.40	287	304	324	337	354	370	388
0.45	305	324	341	362	375	393	411
0.50	322	340	358	377	396	417	434
0.55	338	357	378	390	416	436	460
0.60	350	370	392	414	431	451	472
0.65	370	392	411	430	455	473	409
0.70	382	403	425	447	470	492	513
0.75	394	416	440	463	486	516	533
0.80	414	432	454	485	518	538	550
0.90	434	459	483	509	534	560	585
1.00	456	484	510	536	563	590	618
1.10	478	506	534	562	590	618	646
1.20	501	529	558	586	615	645	674
1.30	521	551	580	610	640	671	701
1.40	540	571	601	627	664	695	726
1.50	558	590	621	654	687	720	757
1.60	575	608	641	675	708	742	776
1.70	593	627	660	695	733	764	800
1.80	610	644	680	715	751	787	823
1.90	625	661	698	734	770	807	844
2.00	638	677	713	753	790	828	865
2.10	655	694	733	771	800	848	887
2.20	671	705	750	790	829	869	908
2.30	686	723	767	807	848	888	929
2.40	701	748	783	825	866	907	946
2.50	715	757	799	841	884	926	968
2.60	732	773	813	858	901	944	987
2.70	747	790	833	873	918	962	1006
2.80	760	804	847	890	934	979	1023
2.90	771	816	861	906	950	997	1042
3.00	784	830	876	922	968	1014	1060
3.25	816	864	912	960	998	1056	1104
3.50	847	896	946	996	1046	1096	1146
3.75	878	928	979	1031	1082	1134	1165
4.00	905	958	1011	1065	1118	1171	1223

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	DÉPENSES d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de						
	24 cent.	25 cent.	26 cent.	27 cent.	28 cent.	29 cent.	30 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	»	»	»	»	»	»	»
0.15	244	254	264	275	286	296	307
0.20	282	294	306	318	329	340	352
0.25	317	329	343	356	371	382	395
0.30	348	363	377	392	406	421	434
0.35	377	392	409	424	439	455	471
0.40	404	420	437	454	471	487	504
0.45	429	446	464	482	500	518	536
0.50	452	471	490	509	527	546	564
0.55	475	494	514	534	554	573	593
0.60	492	516	538	559	572	602	624
0.65	520	543	564	586	608	629	651
0.70	537	559	584	604	626	649	670
0.75	556	579	602	625	649	672	695
0.80	574	598	626	645	670	693	718
0.90	614	636	662	688	712	735	762
1.00	643	670	697	724	740	777	804
1.10	674	702	731	758	777	815	843
1.20	703	733	762	791	820	850	880
1.30	732	762	793	823	854	884	915
1.40	758	790	822	853	885	916	948
1.50	785	818	849	883	916	949	981
1.60	809	843	877	911	944	978	1010
1.70	833	871	904	939	975	1008	1043
1.80	859	895	930	966	1001	1037	1072
1.90	880	917	954	991	1027	1064	1100
2.00	903	941	978	1016	1054	1092	1129
2.10	926	964	1003	1042	1080	1118	1157
2.20	947	987	1026	1066	1105	1145	1184
2.30	969	1009	1050	1090	1130	1176	1211
2.40	989	1031	1072	1113	1154	1196	1237
2.50	1010	1052	1094	1136	1172	1220	1262
2.60	1030	1070	1116	1159	1202	1244	1287
2.70	1049	1094	1137	1181	1224	1269	1312
2.80	1068	1113	1157	1202	1246	1291	1336
2.90	1088	1133	1178	1223	1268	1314	1359
3.00	1106	1152	1198	1243	1291	1337	1383
3.25	1152	1200	1248	1296	1344	1392	1440
3.50	1195	1245	1295	1345	1395	1444	1494
3.75	1237	1289	1340	1392	1442	1494	1546
4.00	1278	1331	1384	1437	1491	1544	1597

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	Dépenses d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de						
	31 cent.	32 cent.	33 cent.	34 cent.	35 cent.	36 cent.	37 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	»	»	»	»	»	»	»
0.15	»	»	»	»	»	»	»
0.20	364	376	388	400	415	424	436
0.25	408	422	434	447	460	473	483
0.30	449	463	477	491	507	520	534
0.35	486	503	518	533	548	564	580
0.40	521	538	555	572	588	605	622
0.45	554	573	588	606	624	642	660
0.50	583	602	622	640	659	677	696
0.55	613	633	651	672	692	712	732
0.60	635	655	676	696	717	737	758
0.65	672	694	716	738	760	780	803
0.70	694	715	737	759	782	804	828
0.75	718	741	758	788	811	834	853
0.80	741	766	789	813	837	861	885
0.90	787	812	839	864	889	915	940
1.00	831	857	884	911	938	965	991
1.10	871	899	927	955	983	1012	1040
1.20	909	939	969	998	1027	1057	1086
1.30	945	976	1007	1037	1067	1098	1128
1.40	980	1011	1043	1074	1103	1138	1169
1.50	1014	1047	1079	1112	1145	1178	1210
1.60	1046	1079	1113	1147	1180	1214	1248
1.70	1078	1112	1147	1182	1217	1251	1286
1.80	1109	1144	1180	1216	1252	1288	1324
1.90	1137	1174	1211	1247	1284	1321	1357
2.00	1167	1205	1242	1279	1317	1355	1392
2.10	1196	1234	1273	1312	1350	1389	1427
2.20	1224	1263	1303	1342	1382	1421	1461
2.30	1251	1292	1332	1373	1414	1453	1494
2.40	1278	1320	1361	1402	1443	1485	1526
2.50	1305	1350	1390	1431	1473	1515	1557
2.60	1331	1374	1417	1460	1502	1545	1588
2.70	1356	1400	1444	1487	1531	1575	1619
2.80	1381	1425	1470	1514	1559	1604	1648
2.90	1405	1450	1495	1541	1586	1632	1677
3.00	1429	1475	1521	1568	1614	1660	1706
3.25	1488	1536	1584	1632	1679	1728	1776
3.50	1544	1594	1644	1693	1743	1793	1843
3.75	1597	1649	1701	1753	1806	1857	1909
4.00	1650	1703	1756	1810	1863	1916	1969

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	DÉPENSES d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de						
	38 cent.	39 cent.	40 cent.	41 cent.	42 cent.	43 cent.	44 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	»	»	»	»	»	»	»
0.15	»	»	»	»	»	»	»
0.20	450	462	484	»	»	»	»
0.25	499	513	527	541	553	566	580
0.30	549	564	577	591	606	620	635
0.35	593	610	626	641	657	675	639
0.40	638	653	671	688	703	722	737
0.45	677	695	712	731	749	766	785
0.50	715	734	753	778	790	809	829
0.55	751	771	791	811	831	854	874
0.60	778	798	818	840	860	881	904
0.65	824	846	867	884	904	932	953
0.70	849	872	894	915	938	961	983
0.75	880	904	925	948	971	995	1017
0.80	909	933	957	981	1003	1028	1053
0.90	963	991	1017	1048	1067	1093	1118
1.00	1016	1043	1070	1097	1124	1151	1171
1.10	1065	1096	1124	1156	1180	1208	1236
1.20	1115	1145	1174	1203	1233	1262	1291
1.30	1159	1189	1220	1250	1284	1311	1349
1.40	1201	1232	1266	1298	1329	1364	1393
1.50	1243	1276	1308	1341	1374	1407	1439
1.60	1283	1319	1351	1384	1419	1453	1486
1.70	1321	1356	1391	1425	1460	1495	1529
1.80	1359	1393	1431	1467	1503	1539	1574
1.90	1394	1431	1468	1504	1541	1577	1614
2.00	1430	1468	1506	1543	1584	1618	1656
2.10	1465	1504	1543	1588	1620	1659	1697
2.20	1500	1540	1579	1618	1658	1698	1737
2.30	1534	1574	1615	1655	1686	1739	1776
2.40	1567	1608	1650	1690	1732	1773	1814
2.50	1599	1641	1683	1725	1768	1809	1851
2.60	1631	1674	1717	1760	1803	1848	1889
2.70	1662	1706	1750	1794	1837	1881	1924
2.80	1693	1737	1782	1826	1871	1915	1960
2.90	1723	1767	1815	1858	1904	1949	1994
3.00	1752	1798	1844	1890	1939	1982	2029
3.25	1824	1879	1919	1967	2015	2062	2111
3.50	1893	1943	1999	2049	2092	2148	2192
3.75	1958	2010	2063	2114	2166	2218	2279
4.00	2022	2076	2129	2182	2236	2289	2343

SUITE DE LA TABLE

DES DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR UNE VANNE VERTICALE DE UN MÈTRE DE LARGE, AVEC CHARGE OU PRESSION SUR L'ORIFICE (LA CONTRACTION ÉTANT SUPPOSÉE COMPLÈTE).

HAUTEUR des pressions en mètres.	Dépenses d'eau en litres par seconde, pour des hauteurs d'orifice de						
	45 cent.	46 cent.	47 cent.	48 cent.	49 cent.	50 cent.	51 cent.
m.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.	litres.
0.10	»	»	»	»	»	»	»
0.15	»	»	»	»	»	»	»
0.20	»	»	»	»	»	»	»
0.25	592	605	618	634	648	664	»
0.30	649	663	677	691	706	719	733
0.35	703	718	734	748	764	773	789
0.40	754	771	787	804	820	836	853
0.45	802	820	838	856	874	898	910
0.50	847	866	885	903	922	940	958
0.55	888	909	928	948	967	988	1012
0.60	920	944	961	982	1002	1023	1043
0.65	975	997	1018	1040	1062	1084	1105
0.70	1008	1028	1050	1072	1095	1119	1137
0.75	1041	1064	1087	1110	1133	1156	1179
0.80	1076	1100	1124	1148	1172	1194	1219
0.90	1141	1166	1194	1220	1245	1271	1296
1.00	1204	1231	1257	1284	1311	1337	1364
1.10	1263	1293	1321	1348	1377	1403	1433
1.20	1321	1350	1380	1409	1438	1468	1497
1.30	1372	1403	1433	1463	1494	1525	1555
1.40	1424	1456	1488	1518	1551	1583	1614
1.50	1472	1505	1537	1570	1603	1635	1668
1.60	1520	1554	1588	1622	1656	1690	1724
1.70	1564	1599	1634	1668	1703	1741	1776
1.80	1609	1646	1681	1718	1753	1789	1824
1.90	1650	1688	1726	1761	1797	1834	1874
2.00	1694	1731	1769	1807	1845	1882	1920
2.10	1735	1774	1812	1853	1890	1928	1967
2.20	1776	1816	1856	1895	1935	1974	2014
2.30	1817	1857	1896	1936	1978	2018	2059
2.40	1856	1897	1938	1979	2021	2063	2103
2.50	1894	1936	1978	2020	2062	2104	2147
2.60	1932	1975	2017	2034	2103	2142	2189
2.70	1969	2014	2056	2100	2143	2187	2231
2.80	2004	2049	2093	2138	2182	2227	2272
2.90	2040	2085	2130	2175	2221	2266	2312
3.00	2075	2121	2167	2213	2259	2305	2351
3.25	2159	2207	2255	2303	2351	2399	2447
3.50	2241	2291	2341	2391	2440	2490	2540
3.75	2320	2370	2423	2474	2525	2577	2629
4.00	2394	2449	2504	2559	2614	2669	2724

Nous devons faire particulièrement remarquer que l'on peut compter sur toute son exactitude, parce que nous l'avons calculée avec un coefficient variable, déterminé d'après les expériences de MM. Poncelet et Lesbros, et non pas avec un coefficient constant 0,61 à 0,62, comme le font généralement la plupart des constructeurs qui se servent de cette formule.

On verra plus bas les tables qui résument les expériences de MM. Poncelet et Lesbros, par lesquelles ces habiles ingénieurs ont déterminé les coefficients de contraction dans bien des cas différents et avec une grande exactitude.

RÈGLES ET APPLICATIONS.

39. Règle. — *Pour déterminer la dépense d'eau effectuée par un orifice rectangulaire à mince paroi, ou par une vanne verticale avec charge ou pression sur l'orifice, lorsque la contraction est complète, la règle se réduit au moyen de la table précédente, à une simple opération, laquelle consiste à chercher dans cette table le nombre correspondant à la hauteur de l'orifice et à la charge sur son centre, et à multiplier ce nombre par la largeur donnée de l'orifice.*

Exemple. — Quelle est la dépense d'eau effectuée par l'orifice d'une vanne verticale de 1m 50 de large, la hauteur de cet orifice étant de 0m 25, et la hauteur de pression, depuis le centre de cet orifice jusqu'au niveau supérieur, étant de 2m 20, avec contraction complète?

On trouve dans la table, en regard de 2m 20 et dans la colonne correspondante à la hauteur 25 centimètres, le nombre 987,

on a donc 1m 5 × 987 = 1480,5 litres pour la dépense réelle par seconde.

Il serait également facile d'évaluer, très-approximativement, la dépense d'eau correspondante à des données qui seraient différentes de celles contenues dans la table.

Premier exemple. — Quel est le volume d'eau écoulé par une vanne verticale de 0m 80 de large, la hauteur de l'orifice ouvert étant de 16 centimètres, et la charge sur le centre de 2m 55?

Cette charge de 2m 55 n'est pas dans la table, mais elle se trouve comprise entre 2m 50 et 2m 60; la dépense correspondante à l'orifice de 16 centimètres sur 1 mètre de large, sera donc comprise entre 673 et 687; elle a donc à très-peu près 680, par conséquent

680 × 0m 80 = 544 litres par 1″,

dépense cherchée.

Deuxième exemple. — Si la hauteur de l'orifice était de 16c 5, au lieu de 16, les autres données restant les mêmes, comme cette hauteur est comprise entre 16 et 17 centimètres, la dépense effectuée par 1 mètre de large serait évidemment comprise entre les nombres 673 et 715, pour la charge de 2m 50, et entre les nombres 687 et 732, pour la charge de 2m 60; elle serait donc, à très-peu près, une moyenne entre ces quatre nombres,

ou 673 + 715 + 687 + 732 : 4 = 701,7 litres.

On a donc

$$701^l6 \times 0^m8 = 561 \text{ litres par } 1''$$

pour la dépense effective.

40. Contraction non complète. — Lorsqu'un ou plusieurs côtés de l'orifice se trouvent sur le prolongement même des parois du réservoir, la contraction est sensiblement diminuée, et alors le coefficient de contraction est plus considérable.

Dans ce cas, pour calculer la dépense effective, on devra multiplier les nombres de la table par :

1,125 si la contraction n'a lieu que sur un seul côté;		
1,072	*id.*	sur deux côtés;
1,035	*id.*	sur trois côtés.

Exemple. — On demande la dépense d'eau qui s'écoule par un orifice de 0m 25 de hauteur et 1m 30 de largeur, avec une charge de 0m 80 sur son centre, débouchant à l'air libre, le seuil se trouvant sur le prolongement même du fond du canal, c'est-à-dire la contraction ayant lieu sur trois côtés de l'orifice.

On trouve, d'après la table, que la dépense est de 598 litres pour 1 mètre de large, par conséquent

$$598 \times 1^m30 = 777 \text{ litres}$$

pour la largeur de 1m 30, lorsque la contraction est complète.

On a donc pour le cas proposé :

$$777 \times 1{,}035 = 804 \text{ litres par } 1'',$$

pour la dépense réelle cherchée.

41. Largeur des orifices chargés. — Si, connaissant le volume d'eau à dépenser, on se donnait la hauteur d'un orifice chargé, par lequel ce volume dût s'écouler et la hauteur de pression sur son centre, on pourrait déterminer la largeur que devrait avoir cet orifice, par la simple règle suivante :

Diviser la dépense donnée par le volume de la table qui correspond à la hauteur de l'orifice et à la charge sur son centre, la contraction étant supposée complète.

Si la contraction n'était pas complète, il faudrait aussi diviser le résultat trouvé par l'un des coefficients.

1,035 pour la contraction sur trois côtés;		
1,072	*id.*	deux côtés;
1,125	*id.*	un seul côté.

Exemple. — Un volume d'eau disponible, de 300 litres, doit s'écouler par une vanne verticale ouverte à 0m 08, avec une charge de 0m 30; quelle est la largeur qu'il conviendrait de donner à cette vanne, pour effectuer une telle dépense?

On trouve, dans la table, 120 litres pour la dépense effectuée par une vanne de

1 mètre de large, avec la hauteur et la pression données, par conséquent

$$300 : 120 = 2^{m}50$$

pour la largeur cherchée, en admettant une contraction complète.

Cette largeur se réduirait dans le cas des contractions non complètes à

$$300 : 120 : 1{,}035 = 2^{m}41$$
$$300 : 120 : 1{,}072 = 2^{m}33$$
$$300 : 120 : 1{,}125 = 2^{m}22$$

42. Hauteur des orifices. — Si l'on était limité par la largeur à donner à l'orifice, et qu'on dût alors chercher sa hauteur, pour effectuer la dépense d'eau disponible, sous une pression déterminée, il faudrait opérer de la manière suivante :

Diviser la dépense en litres par la largeur en mètres, et chercher, dans la table, le nombre correspondant à la hauteur de pression.

Exemple. — La dépense d'un cours d'eau est de 420 litres par 1″, la largeur de la vanne par laquelle cette dépense doit s'effectuer est limitée à $3^{m}11$, et la hauteur de pression est supposée de $0^{m}30$; quelle est la hauteur de l'ouverture de cette vanne?

On a

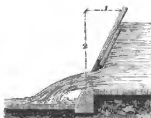
$$420 : 3^{m}11 = 135 \text{ litres.}$$

Ce nombre 135 correspondant à la pression $0^{m}30$, se trouve dans la colonne qui comprend la hauteur 9 centimètres : c'est donc celle de l'ouverture cherchée.

Fig. 9



Fig. 10.



43. Vanne inclinée (fig. 9 et 10). — Il arrive des circonstances où la vanne est inclinée; dans ce cas, si la contraction est nulle sur les côtés et le fond de l'orifice, le coefficient augmente sensiblement. Alors, pour calculer la dépense effective, il faut multiplier les nombres de la table précédente

par 1,33, si la vanne est incliné à 45°, ou 1 de base sur 1 de hauteur,
et 1,23 *id.* 63°5, ou 1 de base sur 2 de hauteur.

Exemple. — On voudrait connaître le volume d'eau dépensé par un orifice incliné

à 45 degrés, de 0m 17 de hauteur verticale, sur 1m 25 de large, la hauteur de pression, ou la charge d'eau, sur le centre de l'orifice, étant de 1m 20 ; les deux côtés verticaux et le fond de l'orifice étant dans le prolongement des parois du réservoir.

On trouve dans la table

$$501 \times 1^m 25 = 626 \text{ litres};$$

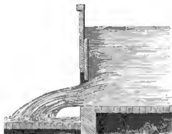
l'orifice étant vertical et la contraction complète ;

Par conséquent

$$626 \times 1{,}33 = 832{,}6 \text{ litres par } 1'',$$

dépense cherchée.

Fig. 11.



44. Vannes d'écluses (fig. 11). — Lorsque des vannes verticales ont leur seuil très-près du fond du radier d'amont, comme en général les vannes d'écluses, pour déterminer la dépense dans ce cas,

Multipliez le résultat donné dans la table par 1,04.

Exemple. — Quel est le volume d'eau dépensé en une seconde, par une vanne d'écluse, dont l'orifice est ouvert à 0m 38 de hauteur sur 0m 80 de large, avec une pression de 2m 20 sur le centre ?

La table donne 1500 litres pour la dépense faite par un orifice de 1 mètre de large ; on a donc

$$1500^l \times 0^m 8 \times 1{,}04 = 1248 \text{ litres par } 1''$$

pour la dépense effective.

Lorsque deux vannes d'écluses sont ouvertes en même temps, et ne se trouvent pas à plus de 3 mètres de distance l'une de l'autre, pour calculer la dépense,

Multipliez les nombres donnés sur la table par 0,915.

Exemple. — Si les orifices de deux vannes d'écluses, placées à 2 mètres l'une de l'autre, avaient ensemble une largeur de 1m 50, et étaient ouverts à la même hau-

teur de $0^m 45$, avec une charge sur le centre de $1^m 90$, quelle serait la dépense effective par 1''?

On trouve dans la table 1650 litres sous la pression de $1^m 90$, et une largeur de 1 mètre, on a donc

$$1650 \times 1^m 50 \times 0{,}915 = 2265 \text{ litres par } 1''.$$

Dans les différents cas considérés plus haut, nous avons toujours supposé que l'écoulement se faisait par un orifice découvert et débouchant à l'air libre; si l'orifice était noyé, le calcul serait le même, en ayant le soin de prendre pour hauteur de pression, ou charge sur le centre de l'orifice, la différence des hauteurs mesurées depuis ce centre jusqu'aux deux niveaux.

Il arrive souvent que l'orifice est accompagné d'un coursier ou canal plus ou moins incliné; mais, dans les limites ordinaires de la pratique, la présence de ce coursier n'influe pas sensiblement sur la dépense : nous ne croyons pas utile d'y avoir égard.

EXPÉRIENCES DE MM. PONCELET ET LESBROS.

45. Nous avons vu plus haut que les volumes d'eau qui s'écoulent par un orifice, dit *en mince paroi*, sont loin d'être équivalents aux chiffres fournis par le calcul, et nous avons fait comprendre que la différence en moins provenait de la contraction de la veine fluide au moment de la sortie de l'orifice d'écoulement. La contraction ayant pour résultat de rendre la section de la veine inférieure à celle de l'orifice lui-même, il faudrait donc, pour estimer la dépense exacte, connaître le rapport de ces deux sections.

Mais ce rapport est très-variable, et pour les mêmes dispositions, il change suivant les charges et les différentes hauteurs d'orifices.

Les expériences les plus précises à cet égard ont été faites à Metz, en 1826 et 1827, par MM. Poncelet et Lesbros, auxquels on doit les deux tables ci-contre, qui indiquent justement les rapports précités pour un grand nombre de cas. Ces rapports prennent le nom de *coefficients de contraction, ou de la dépense théorique.*

Ces tables indiquent donc la valeur expérimentale de ce coefficient de contraction m, pour des charges et des hauteurs d'orifice différentes, la contraction supposée complète.

Dans la première, les charges ont été relevées en un point du réservoir où le liquide est parfaitement stagnant, c'est-à-dire où la dénivellation résultant de l'échappement n'est plus sensible.

La deuxième donne les résultats trouvés d'après les charges mesurées immédiatement au-dessus de l'orifice.

On remarquera que les charges sont comptées dans les deux cas, à partir du sommet de l'orifice. Il suffit, pour avoir la charge sur le centre, d'ajouter à celle de la table la moitié de la hauteur de l'orifice.

1re TABLE

DES COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE THÉORIQUE.

PREMIER CAS. (LES CHARGES RELEVÉES EN UN POINT DU RÉSERVOIR OU LE LIQUIDE EST STAGNANT.)

CHARGES sur le sommet des orifices.	COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE THÉORIQUE POUR LES HAUTEURS D'ORIFICE DE					
	0m 20	0m 10	0m 05	0m 03	0m 02	0m 01
mètres.						
0.005	»	»	»	»	»	0.705
0.010	»	»	0.607	0.634	0.660	0.701
0.015	»	0.593	0.612	0.638	0.660	0.697
0.020	0.572	0.596	0.616	0.640	0.659	0.694
0.030	0.578	0.600	0.620	0.641	0.659	0.688
0.040	0.582	0.603	0.623	0.640	0.658	0.683
0.050	0.585	0.605	0.625	0.640	0.658	0.679
0.060	0.587	0.607	0.626	0.640	0.657	0.676
0.070	0.588	0.609	0.627	0.639	0.656	0.673
0.080	0.589	0.610	0.628	0.638	0.656	0.670
0.090	0.591	0.610	0.629	0.637	0.655	0.668
0.100	0.592	0.611	0.631	0.637	0.654	0.666
0.120	0.593	0.612	0.631	0.636	0.653	0.663
0.140	0.595	0.613	0.631	0.635	0.653	0.660
0.160	0.596	0.614	0.631	0.634	0.650	0.658
0.180	0.597	0.615	0.630	0.634	0.649	0.657
0.200	0.598	0.616	0.630	0.633	0.648	0.655
0.250	0.599	0.616	0.630	0.632	0.646	0.653
0.300	0.600	0.616	0.629	0.630	0.644	0.650
0.400	0.602	0.617	0.628	0.631	0.642	0.647
0.500	0.603	0.617	0.628	0.630	0.640	0.644
0.600	0.604	0.617	0.627	0.630	0.638	0.642
0.700	0.604	0.616	0.627	0.629	0.637	0.640
0.800	0.605	0.616	0.627	0.629	0.636	0.637
0.900	0.605	0.615	0.626	0.628	0.634	0.635
1.000	0.605	0.615	0.626	0.628	0.633	0.632
1.100	0.604	0.614	0.625	0.627	0.631	0.629
1.200	0.604	0.614	0.624	0.626	0.628	0.626
1.300	0.603	0.613	0.622	0.624	0.625	0.622
1.400	0.603	0.612	0.621	0.622	0.622	0.618
1.500	0.602	0.611	0.620	0.620	0.619	0.615
1.600	0.602	0.611	0.618	0.618	0.617	0.613
1.700	0.602	0.610	0.617	0.616	0.615	0.612
1.800	0.601	0.609	0.615	0.615	0.614	0.612
1.900	0.601	0.608	0.614	0.613	0.612	0.611
2.000	0.601	0.607	0.613	0.612	0.612	0.611
3.000	0.601	0.603	0.606	0.608	0.610	0.609

2ᵉ TABLE

DES COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE THÉORIQUE.

DEUXIÈME CAS. (LES CHARGES RELEVÉES IMMÉDIATEMENT AU-DESSUS DE L'ORIFICE.)

CHARGES sur le sommet de l'orifice.	COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE THÉORIQUE POUR DES HAUTEURS D'ORIFICE DE					
	0ᵐ 20	0ᵐ 10	0ᵐ 05	0ᵐ 03	0ᵐ 02	0ᵐ 01
mètres						
0.005	0.600	0.630	0.665	0.709	0.750	0.800
0.010	0.600	0.618	0.642	0.687	0.730	0.762
0.015	0.596	0.616	0.639	0.674	0.707	0.745
0 020	0.595	0.614	0.638	0.665	0.697	0.729
0.030	0.595	0.610	0.637	0.659	0.685	0.708
0.040	0.594	0.612	0.636	0.654	0.678	0.695
0.050	0.594	0.612	0.636	0.651	0.672	0.686
0.060	0.594	0.613	0.635	0.647	0.668	0.681
0.070	0.594	0.613	0.635	0.645	0.665	0.677
0.080	0.594	0.613	0.635	0.643	0.662	0.675
0.090	0.595	0.614	0.634	0.641	0.659	0.672
0.100	0.595	0.614	0.634	0.640	0.657	0.669
0.120	0.596	0.614	0.633	0.637	0.655	0.665
0.140	0.597	0.614	0.632	0.636	0.653	0.661
0.160	0.597	0.616	0.631	0.635	0.651	0.659
0.180	0.598	0.616	0.631	0.634	0.650	0.657
0.200	0.599	0.616	0.630	0.633	0.649	0.656
0.250	0.600	0.616	0.630	0.632	0.646	0.653
0.300	0.601	0.616	0.629	0.632	0.644	0.651
0.400	0.602	0.617	0.629	0.631	0.642	0.647
0.500	0.603	0.617	0.628	0.630	0.640	0.645
0.600	0.604	0.617	0.627	0.630	0.638	0.643
0.700	0.604	0.616	0.627	0.629	0.637	0.640
0.800	0.605	0.616	0.627	0.629	0.636	0.637
0.900	0.605	0.615	0.626	0.628	0.634	0.635
1.000	0.605	0.615	0.626	0.628	0.633	0.632
1.100	0.604	0.614	0.625	0.627	0.631	0.629
1.200	0.604	0.614	0.624	0.626	0.628	0.626
1.300	0.603	0.613	0.622	0.624	0.625	0.622
1.400	0.603	0.612	0.621	0.622	0.622	0.619
1.500	0.602	0.611	0.620	0.620	0.619	0.618
1.600	0.602	0.611	0.618	0.618	0.617	0.618
1.700	0.602	0.610	0.617	0.616	0.615	0.612
1.800	0.601	0.609	0.616	0.615	0.614	0.612
1.900	0.601	0.608	0.614	0.613	0.613	0.611
2.000	0.601	0.607	0.613	0.612	0.612	0.611
3.000	0.601	0.603	0.606	0.608	0.610	0.609

46. Nous avons cherché à combiner, d'après ces tables, un très-petit nombre de chiffres pouvant donner des résultats suffisants pour la pratique, et formant une table facile à consulter en raison de son peu d'étendue.

Voici cette table, qui nous a semblé répondre aux exigences de la pratique.

TABLE RÉDUITE

DES COEFFICIENTS D'EXPÉRIENCE.

CHARGES sur le centre de l'orifice.	HAUTEURS DE L'ORIFICE.			
	0^m03 à 0^m04	0^m05 à 0^m09	0^m10 à 0^m19	0^m20 à 0^m30
0^m10 à 0^m50	0^m631	0^m630	0^m616	0^m602
0^m60 à 1^m00	0^m628	0^m6[illegible]6	0^m615	0^m602
1^m10 à 1^m50	0^m625	0^m622	0^m612	0^m602
1^m60 à 1^m90	0^m616	0^m610	0^m609	0^m601
2^m00 à 4^m00	0^m610	0^m606	0^m603	0^m601

En multipliant les résultats que donne la formule, par le chiffre de cette table, correspondant à la hauteur d'orifice et de charge donnée, on obtient un chiffre de dépense suffisamment exact pour la pratique.

47. Nous avons vu combien il est commode de remplacer les tables numériques par des tracés qui permettent de renfermer dans un espace restreint un nombre infini de calculs faits dans des limites très-étendues.

Les tableaux n°s 2 et 3 (pl. 1), représentent les dépenses théoriques effectuées par des orifices rectangulaires en minces parois, chargés sur le centre, pour des charges H de 0 à 4 mètres, et des hauteurs h d'orifices de 1 centimètre à 50 centimètres, la largeur l supposée uniformément de 1 mètre.

Le tableau n° 2 comprend les hauteurs d'orifices de 1 centimètre à 10 centimètres.

Le tableau n° 3 comprend les hauteurs de 10 centimètres à 50 centimètres.

Dans chacun d'eux, les perpendiculaires au côté AB représentent les hauteurs d'orifice; les lignes angulaires partant du point B représentent les charges sur le centre; les dépenses en litres sont exprimées sur l'échelle supérieure CD.

Si, à l'aide de ces tableaux, il s'agit de déterminer la dépense théorique effectuée par un orifice de 25 centimètres de hauteur sur 1 mètre de large, avec une charge de 2^m40 sur le centre, on cherchera sur le tableau n° 3 l'intersection de la verticale 25 avec la ligne angulaire correspondant à 2,40; on suivra l'horizontale passant par ce point jusqu'à sa rencontre avec la courbe AE, et la distance de ce der-

nier point à l'échelle A D étant reportée sur celle C D, on trouve 1720 litres pour la dépense cherchée. Multipliant cette valeur par le chiffre 0,601, pris sur la table réduite ci-dessus (46) des coefficients, on a pour la dépense effective,

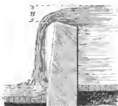
$$1720 \times 0,601 = 1033^{l},72.$$

Les tables donnent, pour le même cas, 1031 litres, dont la valeur ci-dessus ne diffère que d'une quantité sans aucune influence pour la pratique.

DÉPENSES D'EAU PAR ORIFICES EN DÉVERSOIR

48. Un *déversoir* est un large barrage établi en maçonnerie sur les cours d'eau disponibles, pour laisser écouler l'eau supérieure par une arête parfaitement droite et horizontale, comme l'indique la fig. 12.

Fig. 12.



Le déversoir se place généralement près des vannes de décharge; il est exigé aujourd'hui sur les rivières réglées, partout où il y a des chutes d'eau disponibles. On donne aussi le nom de vannes en déversoir, ou de vannes plongeantes, à des vannes obliques ou verticales qui laissent écouler l'eau par le haut.

Les fig. 13 et 14 représentent la disposition d'un tel vannage pour dépenser de l'eau par un orifice *en déversoir*.

Le barrage A, qui retient les eaux, est fermé par une vanne B, qu'un mécanisme sert à baisser ou à élever à volonté. Lorsqu'elle est abaissée d'une certaine quantité au-dessous du niveau *a b*, l'eau s'échappe nécessairement en passant au-dessus de l'arête supérieure de la vanne, et la section de l'orifice se trouve mesurée par la largeur *l* de la vanne ou de l'intervalle entre les deux poteaux, et par la hauteur H dont cette vanne est abaissée au-dessous du niveau *a b*. La charge ou pression est considérée comme justement égale à cette dernière valeur.

La formule servant à déterminer la dépense par seconde est la même que celle indiquée ci-dessus pour les orifices chargés et en minces parois. Seulement, *h* et H sont égaux et représentés par H; le coefficient d'expérience *m* a aussi une valeur différente.

Cette formule est donc en résumé :

$$D = l \times H \times \sqrt{2gH} \times m \times 1000$$

qui peut prendre aussi cette forme :

$$D = l \times H^{\frac{3}{2}} \times \sqrt{2g} \times m \times 1000.$$

Le coefficient *m* varie suivant les valeurs diverses de H, et est moyennement égal à 0,405.

La hauteur H est mesurée verticalement, depuis l'arête supérieure du déversoir jusqu'à la ligne horizontale, déterminée par un niveau passant par un point du réservoir où la dénivellation résultant de l'écoulement même n'est plus sensible.

Fig. 13.

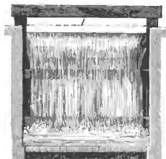
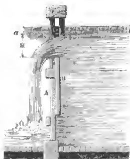


Fig. 14.



La table suivante, donnant les dépenses d'eau en déversoir, a été calculée en supposant :

1° Que la largeur de l'orifice d'écoulement est de 1 mètre;

2° Que la hauteur d'orifice varie de 5 millimètres en 5 millimètres, depuis 0m 03 jusqu'à 0m 755.

Cette hauteur est exprimée en centimètres dans la 1re colonne de la table, et la vitesse qui lui correspond est donnée en mètres dans la 2e colonne;

3° Le déversoir étant supposé ne pas être de même largeur, mais plus étroit que le réservoir ou le canal d'arrivée de l'eau, auquel cas MM. Poncelet et Lesbros donnent pour *m* les valeurs numériques suivantes :

Pour la hauteur H de	0m 03	0m 04	0m 06	0m 08	0m 10	0m 15	0m 20	0m 22	(1).
Le coefficient *m* devient	0.412	0 407	0.401	0.397	0.395	0.393	0.390	0.385	

Les dépenses d'eau correspondantes, dans cette circonstance, sont donnés par la 3e colonne de la table; elles sont exprimées en litres ou kilogrammes.

4° Le réservoir étant sensiblement de même largeur que le déversoir, et sa profondeur n'étant pas beaucoup plus grande que la hauteur de la lame d'eau au-dessus du seuil ou de la crête du déversoir, dans ce cas, suivant M. d'Aubuisson (expériences de M. Castel), le coefficient *m* est moyennement égal à 0,42. Les dépenses correspondantes sont alors données dans la quatrième colonne de la table.

(1) Pour les hauteurs plus grandes que 0,22, nous avons admis avec plusieurs auteurs que le coefficient reste constamment égal à 0,385.

TABLE

RELATIVE AUX DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR DES ORIFICES EN DÉVERSOIR, DE UN MÈTRE DE LARGEUR.

HAUTEURS du niveau au-dessus du déversoir, en centimètres.	VITESSES correspondantes à ces hauteurs en mètres.	DÉPENSES EN LITRES par 1" sur un mètre de large.		HAUTEURS du niveau au-dessus du déversoir, en centimètres.	VITESSES correspondantes à ces hauteurs en mètres.	DÉPENSES EN LITRES par 1" sur un mètre de large.	
		1er cas.	2me cas.			1er cas.	2me cas.
cent.	mèt.	lit.	lit.	cent.	mèt.	lit.	lit.
3.0	0.768	10	10	21.0	2.030	166	179
3.5	0.820	10	12	21.5	2.054	171	185
4.0	0.885	13	13	22.0	2.078	176	192
4.5	0.940	17	18	22.5	2.101	182	199
5.0	0.990	20	21	23.0	2.124	188	205
5.5	1.039	23	24	23.5	2.148	194	212
6.0	1.085	26	27	24.0	2.170	202	219
6.5	1.130	29	31	24.5	2.193	207	226
7.0	1.171	32	34	25.0	2.216	216	233
7.5	1.210	36	38	25.5	2.237	220	240
8.0	1.252	40	42	26.0	2.259	226	247
8.5	1.291	43	46	26.5	2.280	233	254
9.0	1.330	47	50	27.0	2.302	238	261
9.5	1.363	51	54	27.5	2.323	245	268
10.0	1.400	56	59	28.0	2.344	253	276
10.5	1.435	60	63	28.5	2.365	259	283
11.0	1.470	64	68	29.0	2.385	266	290
11.5	1.502	68	73	29.5	2.405	273	298
12.0	1.534	73	77	30.0	2.426	280	306
12.5	1.567	77	82	30.5	2.446	287	313
13.0	1.598	82	87	31.0	2.464	293	321
13.5	1.628	86	92	31.5	2.486	301	329
14.0	1.658	92	98	32.0	2.505	309	337
14.5	1.688	97	103	32.5	2.525	315	344
15.0	1.718	101	108	33.0	2.545	323	353
15.5	1.744	107	114	33.5	2.564	330	361
16.0	1.772	111	119	34.0	2.583	338	368
16.5	1.800	117	125	34.5	2.601	346	377
17.0	1.826	121	130	35.0	2.620	353	385
17.5	1.852	127	136	35.5	2.638	360	393
18.0	1.879	132	142	36.0	2.657	366	402
18.5	1.905	138	148	36.5	2.676	375	410
19.0	1.931	143	154	37.0	2.694	382	419
19.5	1.956	149	160	37.5	2.712	391	428
20.0	1.981	154	166	38.0	2.730	399	436
20.5	2.006	160	173	38.5	2.748	408	445
1re.	2me.	3me	4me.	1re.	2me.	3me.	4me.

SUITE DE LA TABLE

RELATIVE AUX DÉPENSES D'EAU EFFECTUÉES PAR DES ORIFICES EN DÉVERSOIR, DE UN MÈTRE DE LARGEUR.

HAUTEURS du niveau au-dessus du déversoir, en centimètres.	VITESSES correspondantes à ces hauteurs en mètres.	DÉPENSES EN LITRES par 1'' sur un mètre de large.		HAUTEURS du niveau au-dessus du déversoir, en centimètres	VITESSES correspondantes à ces hauteurs en mètres.	DÉPENSES EN LITRES par 1'' sur un mètre de large.	
		1er cas.	2me cas.			1er cas.	2me cas.
cent.	mèt.	lit.	lit.	cent.	mèt.	lit.	lit.
39.0	2.766	415	453	57.5	3.359	743	811
39.5	2.784	423	462	58.0	3.374	753	822
40.0	2.802	431	471	58.5	3.388	762	832
40.5	2.819	439	479	59.0	3.402	771	842
41.0	2.836	447	488	59.5	3.416	781	853
41.5	2.854	455	497	60.0	3.430	791	864
42.0	2.871	463	506	60.5	3.445	801	875
42.5	2.888	472	515	61.0	3.460	811	886
43.0	2.905	481	525	61.5	3.474	821	896
43.5	2.921	488	533	62.0	3.488	831	907
44.0	2.938	497	543	62.5	3.502	841	918
44.5	2.955	506	552	63.0	3.516	851	929
45.0	2.972	514	561	63.5	3.530	861	940
45.5	2.989	523	571	64.0	3.544	871	951
46.0	3.006	531	581	64.5	3.558	882	963
46.5	3.020	540	590	65.0	3.571	892	974
47.0	3.036	549	599	65.5	3.585	902	985
47.5	3.053	558	609	66.0	3.599	912	996
48.0	3.068	567	619	66.5	3.612	922	1007
48.5	3.085	575	629	67.0	3.626	932	1018
49.0	3.100	584	638	67.5	3.639	943	1030
49.5	3.116	593	648	68.0	3.652	954	1042
50.0	3.132	603	658	68.5	3.666	965	1054
50.5	3.148	612	668	69.0	3.680	976	1066
51.0	3.163	621	678	69.5	3.693	987	1078
51.5	3.178	630	688	70.0	3.706	998	1090
52.0	3.194	639	698	70.5	3.719	1009	1101
52.5	3.210	648	708	71.0	3.732	1019	1112
53.0	3.225	658	718	71.5	3.745	1030	1125
53.5	3.240	667	728	72.0	3.759	1041	1137
54.0	3.255	676	738	72.5	3.772	1052	1148
54.5	3.270	685	748	73.0	3.785	1063	1161
55.0	3.285	694	758	73.5	3.798	1073	1172
55.5	3.300	701	768	74.0	3.810	1084	1184
56.0	3.315	713	779	74.5	3.823	1095	1196
56.5	3.330	724	790	75.0	3.836	1106	1208
57.0	3.344	733	800	75.5	3.848	1117	1221

RÈGLES ET APPLICATIONS

49. Règle. — Au moyen de cette table, le calcul, pour déterminer la dépense d'eau effectuée par un orifice en déversoir, se réduit à la règle suivante :

Multipliez la largeur de la vanne ou du déversoir, exprimée en mètres, par le résultat de la 3e colonne, correspondant à la hauteur de l'orifice dans la première,

Si le déversoir n'est pas de même largeur que le canal d'arrivée de l'eau, et qu'il ne soit d'ailleurs pas accompagné d'un coursier, c'est-à-dire que l'eau verse immédiatement dans l'air;

Et par le résultat de la 4e colonne correspondant à la même hauteur,

Si le canal d'arrivée de l'eau est égal en largeur à celle du déversoir, et que sa profondeur ne soit pas sensiblement plus grande que la hauteur au-dessus du seuil ou de l'arête supérieure du déversoir.

Premier exemple. — On demande de déterminer le volume d'eau écoulé, par seconde, au-dessus d'une vanne en déversoir, dont la largeur est de 2m 50, la hauteur de l'orifice de 0m 22, en admettant la première circonstance.

On voit, dans la 3e colonne de la table, que la dépense effectuée par un orifice de 1 mètre de large, à la hauteur de 0m 22, est de 176 litres; on a donc :

$$176 \times 2^m 50 = 440 \text{ litres par } 1'',$$

pour le volume cherché.

Deuxième exemple. — On voudrait déterminer la dépense, avec les mêmes données, dans la deuxième circonstance où le réservoir est de même largeur que le déversoir.

Dans la 4e colonne, le nombre qui donne la dépense effectuée par 1 mètre de large, à la hauteur de 0m 22, est de 192 litres.

Le volume est donc :

$$192 \times 2^m 50 = 480 \text{ litres par } 1''.$$

Remarque. — Si la hauteur donnée était comprise entre deux des nombres exprimés dans la table, il faudrait prendre, pour avoir approximativement la dépense correspondante, une moyenne proportionnelle entre les deux résultats qui correspondent à ces nombres.

Exemple. — Quelle est la dépense d'eau qui s'effectue par un déversoir de 3 mètres de large, la hauteur au-dessus du seuil étant de 0m 183?

Dans la première circonstance, la dépense effectuée sur un mètre de large serait comprise entre 132 et 138 litres; la moyenne est à très-peu près 136; on trouve par conséquent, pour la dépense effective :

$$136 \times 3^m = 408 \text{ litres par } 1'',$$

Et dans la deuxième circonstance, la dépense, sur 1 mètre, étant comprise entre 142 et 148, serait d'environ 146; soit, pour la dépense réelle :

$$146 \times 3 = 438 \text{ litres par } 1'',$$

50. LARGEUR D'UN ORIFICE EN DÉVERSOIR. — Lorsqu'on connaît le volume d'eau par seconde, et qu'on veut déterminer la largeur à donner, soit à un déversoir, soit à une vanne, qui doit être disposée en déversoir, pour pouvoir effectuer la dépense sous une hauteur donnée, il suffit d'opérer de la manière suivante :

Cherchez dans la table quel est le nombre correspondant à cette hauteur (lequel exprime la dépense sur 1 mètre de large), *et divisez le volume donné exprimé en litres par ce nombre; on a la largeur cherchée en mètres.*

PREMIER EXEMPLE. — Quelle est la largeur à donner à un déversoir qui doit effectuer une dépense de $0^{m.c.}6$, ou 600 litres par seconde, sous une hauteur au-dessus du seuil de $0^{m}12$?

On trouve dans la 3e colonne de la table, en regard de $0^{m}12$, le nombre 72.

On a donc pour la largeur cherchée :

$$600 : 72 = 8^{m}33,$$

DEUXIÈME EXEMPLE. — On demande la largeur d'une vanne en déversoir, pour dépenser un volume d'eau de 448 litres par seconde, sous une hauteur de $0^{m}205$.

On a, d'après la table, 160 litres, pour la dépense effectuée par une largeur de 1 mètre, sous la hauteur de $0^{m}205$.

La largeur de la vanne est donc :

$$448 : 160 = 2^{m}80.$$

51. DÉTERMINER LA HAUTEUR DE L'ORIFICE. — Il peut arriver des circonstances où l'on soit limité dans la largeur à donner à la vanne en déversoir; il faut alors déterminer la moindre hauteur à donner à l'orifice pour pouvoir effectuer la dépense d'eau voulue, ce qui devient facile par la règle suivante :

Divisez la dépense exprimée en litres par 1″, par la largeur-limite en mètres, et cherchez dans la table le nombre qui, dans la 3e colonne, se rapproche le plus du quotient trouvé; le nombre en regard, dans la 1re colonne, sera la hauteur cherchée, à très-peu près.

EXEMPLE. — Par quelle hauteur d'orifice en déversoir doit s'effectuer une dépense de 350 litres, si on est limité par une largeur de 2 mètres?

On a : $350 : 2 = 175$ litres.

On trouve, dans la 3e colonne de la table, 176 litres qui correspondent à $0^{m}22$ de la 1re colonne; ce serait donc la hauteur cherchée à 1 millimètre près.

OBSERVATION. — Quand on ne peut mesurer la hauteur H exactement, on doit chercher à prendre celle h, immédiatement au-dessus de l'arête supérieure du déversoir, et alors on multiplie cette nouvelle hauteur par 1,178, pour avoir la valeur de H, à laquelle correspondent les nombres de la 3e ou de la 4e colonne, suivant que la largeur du déversoir est moindre ou égale à celle du réservoir.

PREMIER EXEMPLE. — Déterminer la dépense d'eau effectuée par un déversoir de 4 mètres de large, l'épaisseur de la lame d'eau ou h, mesurée au-dessus du seuil,

étant de 0m 11, la largeur du déversoir étant environ les 4/5 de celle du réservoir?

On a : $0^m 11 \times 1,178 = 0^m 13$,

pour la hauteur H du niveau au-dessus de l'arête du déversoir.

A cette hauteur correspond, dans la 3e colonne, 82 litres.

On a donc pour la dépense effective cherchée :

$$82 \times 4 = 328 \text{ litres par } 1''$$

Deuxième exemple. — Quelle serait la dépense, dans les mêmes conditions, si le réservoir était de même largeur que le déversoir, et que sa profondeur fût environ de la hauteur supposée?

On aurait encore pour la hauteur H :

$$0^m 11 \times 1,178 = 0^m 13$$

Cette hauteur correspond à 87 litres de la 4e colonne.

On a pour la dépense réelle :

$$87 \times 4 = 348 \text{ litres par } 1''$$

52. Déversoir accompagné d'un canal ou coursier. — Il peut arriver qu'un orifice en déversoir soit accompagné d'un coursier, ou canal légèrement incliné ou même horizontal, et qu'il se trouve resserré par rapport au fond ou aux parois du réservoir; la dépense d'eau est alors sensiblement altérée.

Dans ce cas, pour déterminer la dépense, il faut :

Multiplier les nombres de la 3e colonne de la table par 0,83,

lorsque la hauteur de l'orifice est de 0m 20 et au-dessus,

par 0,80, si la hauteur est de 0m 15,
et par 0,76, si la hauteur est de 0m 10.

53. Le tableau graphique n° 4, analogue aux précédents 2 et 3, est relatif aux dépenses d'eau par orifices en déversoir.

L'échelle AD représente des orifices de 1 mètre de largeur, et de 0 à 10 centimètres de hauteur, en se servant de la première courbe AE, et de 0 à 1 mètre, suivant la deuxième courbe AF. L'échelle DC représente la dépense théorique.

Pour trouver la dépense effectuée par un orifice de 25 centimètres de hauteur, par exemple, il suffit de suivre l'horizontale qui passe par ce point de l'échelle AD, jusqu'à sa rencontre avec la deuxième courbe AF, et, de là, suivre la verticale jusqu'à l'échelle DC, où on a pour résultat 550 litres, valeur qui doit être multipliée par le coefficient 0,385 du n° 48, pour avoir la dépense pratique; soit :

$$550 \times 0,385 = 211^l 75.$$

La table ci-dessus donne, dans le premier cas, où la contraction a lieu sur trois côtés, 212 litres; et dans le deuxième cas, où le canal d'arrivée est de même largeur que la vanne, 233 litres.

CHAPITRE II

ÉTABLISSEMENT DES MOTEURS HYDRAULIQUES

CRÉATION DES CHUTES

54. Les chutes d'eau dont on utilise la force au moyen des moteurs hydrauliques ont deux origines différentes.

Les unes sont naturelles, et proviennent de sources s'écoulant des sommets élevés, ou sont produites simplement par l'effet d'un barrage créé par la nature sur le cours d'un fleuve ou d'une rivière qui, en forçant les eaux d'atteindre une certaine hauteur les laisse s'écouler ensuite dans la partie inférieure.

Mais le plus généralement on établit une chute en arrêtant un cours d'eau au moyen d'un barrage en charpente ou en maçonnerie, élevé d'une quantité suffisante pour que les eaux, prenant leur niveau d'un point éloigné, s'élèvent à la hauteur nécessaire.

On comprend en effet que la surface des rivières formant un plan incliné, si l'on met obstacle à l'écoulement des eaux, elles doivent s'élever à l'endroit du barrage en établissant leur niveau depuis le point de leur cours situé à une hauteur à peu près correspondante.

Si nous supposons, par exemple, que l'on construise un barrage qui s'élève à 1 mètre au-dessus de la surface libre d'un cours d'eau, dont la pente moyenne soit de 1 dixième de millimètre par mètre, les eaux devront se mettre de niveau en amont sur une étendue d'au moins 10 kilomètres.

En résumé, le barrage étant établi, et la quantité d'eau débitée par le cours supposée constante, elle passera par-dessus ce barrage en formant une lame d'une épaisseur fixe et telle qu'on la trouverait par le calcul pour les dépenses en déversoir.

55. Jaugeage des cours d'eau. — Quand on veut utiliser la totalité de l'eau fournie par une rivière, on doit en déterminer avec exactitude le volume débité dans l'unité de temps afin de connaître la force disponible.

Un des moyens usités pour faire cette évaluation consiste à barrer totalement la rivière, laissant l'eau s'écouler, soit par un déversoir (48), soit par une vanne de décharge dont on règle l'ouverture de façon à ce que les eaux prennent dans le bief d'amont leur *état de régime*, c'est-à-dire que leur niveau se maintienne à une hauteur moyenne parfaitement fixe, et cela pendant un temps suffisant, afin de pouvoir en conclure que la totalité de l'eau fournie par la source est effectivement dépensée par la vanne.

Il ne reste plus, pour connaître cette quantité d'eau, qu'à calculer la dépense suivant ce qui a été dit ci-dessus (37 et suivants) à l'égard des dépenses d'eau par

orifices chargés, en prenant le soin de mesurer la hauteur à partir d'un point de la surface où l'eau soit parfaitement stagnante.

Supposons, pour bien fixer les idées, que, les choses étant ainsi disposées, la totalité de l'eau fournie par une rivière soit dépensée par une vanne rectangulaire de $1^{m}75$ de largeur sur $0^{m}45$ d'ouverture verticale, la charge mesurée à partir du milieu de la hauteur de l'orifice étant égale à $2^{m}25$, et la contraction complète : quel serait le volume d'eau?

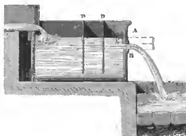
Nous trouvons par la table ci-dessus (38) que la dépense effectuée, par seconde, par un orifice de 45 cent. d'ouverture et de 1 mètre de largeur avec une charge de 1,75, est comprise entre 1776 et 1817 litres, soit 1795 litres; on aurait, par conséquent, pour le cas actuel :

$$1795 \times 1^{m}75 = 3141^{lit.}25 \text{ par } 1''.$$

Comme le niveau de la plupart des rivières est extrêmement variable, et que la quantité d'eau qu'elles débitent change considérablement à diverses époques de l'année, cette opération du jaugeage doit être faite dans un moment convenable, afin de ne pas attribuer au cours une puissance qu'il n'atteint qu'accidentellement. On verra, du reste, que les moteurs hydrauliques étant dans l'impossibilité de fonctionner pendant les crues extrêmes et les grandes sécheresses, on doit compter, pour les établir, sur le niveau moyen se maintenant le plus longtemps.

56. On fait également usage, pour le jaugeage des sources et des cours d'eau, d'une unité fixe appelée *pouce de fontainier* ou simplement pouce d'eau. Cette unité a pour valeur le volume d'eau qui s'écoule en 24 heures par un orifice circulaire de 20 millimètres de diamètre, avec une charge ou pression fixe de 20 millimètres sur le sommet, soit 30 millimètres sur le centre.

Fig 15.



L'expérience a démontré que ce volume écoulé est sensiblement égal à 20 mètres cubes en 24 heures.

Le nom de pouce d'eau vient de ce que l'on donnait anciennement à l'orifice 1 pouce ou 27 millim. de diamètre, avec charge de une ligne sur le sommet, soit de 15 millim. 3/4 sur le centre; le débit, un peu moindre que le précédent, était égal à $19^{m.c.}2$ en 24 heures.

L'appareil disposé pour mesurer, par ce procédé, le produit d'une machine à élever l'eau, peut être analogue à ce que représente la fig. 15. C'est une cuvette en fonte A, dans laquelle vient se verser le volume total de l'eau fournie par la machine, et qu'il s'agit de mesurer très-exactement.

L'une des parois de cette cuvette ou récepteur, est percée d'un certain nombre de trous B de 20 millim. de diamètre, formant une rangée en ligne droite parfaitement horizontale; l'épaisseur de la paroi doit être de 17 millimètres à l'endroit des trous.

La cuvette A se trouve divisée en compartiments par des cloisons D, ouvertes à leur partie inférieure, afin que l'eau soit parfaitement en repos du côté de la paroi percée des trous B; un repère C sert à marquer la hauteur que le niveau doit atteindre.

Dans ces conditions, il ne reste plus qu'à boucher ou laisser ouverts un nombre suffisant de trous pour maintenir le niveau parfaitement fixe à la hauteur du repère. On peut dire alors que le volume d'eau total qui s'écoule en 24 heures est égal à autant de fois 20 mètres cubes qu'il y a de trous restés débouchés.

Le jaugeage d'un cours d'eau peut se faire de la même manière en remplaçant la vanne de décharge dont nous avons parlé ci-dessus (34) par une planche percée, et en opérant comme il vient d'être dit. Mais il est bon de remarquer que la première méthode est généralement plus simple, plus praticable, et moins sujette à erreurs, surtout en faisant usage des tables que nous avons données plus haut (37).

Nous croyons utile néanmoins de donner la table suivante qui contient les valeurs en litres des volumes d'eau écoulés dans différentes fractions du temps par un seul orifice ainsi disposé.

A l'aide de cette table on peut déterminer facilement le volume d'eau qui s'est écoulé pendant la durée d'une expérience par un nombre d'orifices semblables.

Exemple. — Quel est le volume d'eau qui s'est écoulé par 10 orifices pendant 5^h, 45′, 25″?

La table indique (1) pour chaque orifice :

Dans 5 heures...........................	4167$^{lit.}$ »
— 45 minutes........................	625 »
— 25 secondes.....	5 77
Total..........	4797$^{lit.}$ 77

Par conséquent les 10 orifices ont débité, pendant 5^h, 45′, 25″, 10 fois cette somme, c'est-à-dire :

47977$^{lit.}$ 7.

A la machine de Marly qui, comme on sait, a été établie par la liste civile pour élever l'eau de la Seine aux aqueducs qui la conduisent aux bassins de Versailles, on a construit un système de récipient mesureur, au sommet de la chute, dans lequel on voit d'un côté l'application de l'ancien pouce dit *de fontainier*, et de l'autre celle du pouce métrique de M. de Prony.

(1) Les fractions de litres ne sont données sur la table que pour les durées d'écoulement inférieures à une heure, ou ne dépassant pas ce temps. L'erreur qui peut en résulter pour une durée supérieure n'atteint pas, dans tous les cas, un demi-litre par orifice.

TABLES DES DÉPENSES D'EAU

EFFECTUÉES PAR UN ORIFICE CIRCULAIRE A MINCE PAROI, DIT POUCE DE FONTAINIER SUIVANT LE MODULE DE M. DE PRONY, A 20 MILLIMÈTRES DE DIAMÈTRE SUR 30 MILLIMÈTRES DE PRESSION AU CENTRE DE L'OUVERTURE.

DURÉE de l'écoulement en secondes.	VOLUME d'eau écoulé en litres.	DURÉE de l'écoulement en secondes.	VOLUME d'eau écoulé en litres.	DURÉE de l'écoulement en minutes.	VOLUME d'eau écoulé en litres.	DURÉE de l'écoulement en minutes.	VOLUME d'eau écoulé en litres.
secondes.	litres.	secondes.	litres.	minutes.	litres.	minutes.	litres.
1	2.23	31	7.17	1	10.88	31	430.53
2	2.46	30	7.39	0	27.78	:2	444.44
2	0.69	33	7.64	0	41.66	33	458 34
4	0.92	34	7.85	4	55.55	34	472.22
2	1.16	32	2.09	5	69.45	35	486.12
3	1.39	38	8.24	2	81.32	36	500.21
7	1.62	27	2.56	7	97.22	37	010.89
2	1.85	32	2.72	8	111.14	38	027.72
2	2.08	30	2.04	2	125.00	39	041.68
10	2.31	40	9.25	10	132.89	42	533.56
11	2.31	41	2.40	11	152.78	41	362.40
12	3.72	42	2.72	12	166 67	42	583.34
12	2.00	43	3.96	13	180.56	43	597.22
14	2.23	44	12.12	14	194.45	44	211.14
15	3.42	45	10.40	10	208.33	42	325.00
18	3.70	42	10.62	10	222.22	48	638.09
17	2.92	47	10.85	17	236.41	47	652.98
16	4.12	48	11.12	10	250.00	42	666.67
10	4.39	40	11.33	10	263.02	42	680.56
20	4.62	50	11.27	20	277.78	50	694.42
21	4.85	61	11.78	01	291.67	21	708.33
22	5.08	52	12.24	22	305.56	52	722.22
23	5.24	53	12.24	23	310.55	53	736.41
24	2.54	54	10.40	24	333.34	54	749.97
25	9.77	55	12.70	22	347.22	55	763.89
26	3.00	56	10.95	26	361.11	56	777.78
27	3.24	57	13.18	27	372.00	57	791.67
28	2.47	58	12.40	28	388 89	58	805.56
29	2.70	59	13.63	29	402.78	59	812.42
30	3.34	60	13.82	30	413.67	60	833.04
heures.	mèt. cub.	heures.	mèt. cub.	heures.	mèt. cub.	heures	mèt. cub.
1	0.833	7	6.833	12	10.733	12	15.833
2	1.667	8	2.667	14	11.067	20	12.667
3	2.500	9	7.500	15	12.500	21	17.500
4	2.333	12	2.333	12	13.333	22	12.333
2	4.167	11	3.167	17	14.167	23	12.197
2	3.00	12	10.000	12	12.000	24	20.000

DISPOSITION D'UN MOTEUR HYDRAULIQUE

DIVERS SYSTÈMES DE ROUES

57. La puissance d'une chute d'eau résidant, ainsi que nous l'avons dit (27), dans l'intensité d'un poids qui se renouvelle sans cesse, et qui tombe d'une certaine hauteur, les moteurs hydrauliques sont disposés pour recevoir l'action directe de cette force, qu'ils restituent dans des proportions diverses suivant leurs systèmes respectifs et le degré de leur perfection, en mettant en mouvement des machines qui présentent une résistance quelconque à vaincre.

Les moteurs hydrauliques peuvent se diviser en trois systèmes principaux qui sont :

1° Les roues à palettes ou à aubes ;

2° Les roues à augets ;

3° Les turbines ou roues horizontales.

Les premières présentent surtout des diversités de formes et d'emplois qui peuvent se classer ainsi :

1° Les roues pendantes à palettes planes dites *roues de bateaux*, marchant par l'action d'un courant indéfini ;

2° Les roues en dessous qui se meuvent en vertu du choc d'un courant d'eau provenant d'une chute par la levée d'une vanne droite ;

3° Les roues à aubes courbes, dites à la Poncelet, recevant l'eau de la même façon vers leur partie inférieure ;

4° Les roues à aubes planes, et à coursier circulaire, recevant l'eau de côté et en déversoir, un peu au-dessous du centre.

Chacun de ces systèmes possède des propriétés particulières que nous nous proposons d'examiner séparément. Mais tous dépendent de certaines conditions essentielles, et suivent des règles générales que nous devons commencer par établir.

Tout en généralisant les principes, autant que possible, nous les développons en prenant pour exemples particuliers les moteurs les plus usités, savoir :

Les roues de côté, recevant l'eau en déversoir ;

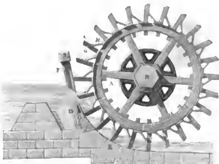
Les roues à augets recevant l'eau à leur partie supérieure.

ROUES DE COTÉ, A AUBES PLANES, RECEVANT L'EAU EN DÉVERSOIR

58. Les roues de côté, recevant l'eau en déversoir, sont composées, ainsi que le montre la fig. 16 de plusieurs croisillons A, montés sur le même arbre B, auxquels se rattachent un certain nombre de palettes planes C, dirigées de la circonférence au centre. Les patettes sont formées de planches en bois de chêne ou d'orme, que l'on fixe sur des bras ou coyaux G assemblés avec la jante des croisillons A.

L'intervalle de deux aubes est souvent terminé dans le fond par une fonçure H, formée d'une partie appliquée sur la couronne, et d'une contre-aube inclinée.

Fig. 16.



La capacité des aubes est ainsi limitée, et l'eau ne pénètre pas dans l'intérieur de la roue.

Il existe néanmoins certains cas où cette fonçure n'existe pas, et où les aubes sont alors prolongées d'une certaine quantité; on adopte cette disposition lorsque la quantité d'eau est variable et qu'on ne peut pas assigner aux aubes un volume fixe.

L'ensemble de la roue est emboîté dans un coursier circulaire E, qui ne lui laisse au fond et latéralement que le moindre jeu possible.

La partie supérieure du coursier retient les eaux du bief d'amont, qui sont maintenues dans un chenal ordinairement de même largeur que la roue. Pour admettre l'eau dans les aubes il suffit d'abaisser d'une certaine quantité au-dessous du niveau supérieur la vanne D, exactement de même largeur que la roue, et glissant dans des coulisses pratiquées dans un bâti en charpente F.

L'eau se déverse alors et agit presque exclusivement par son propre poids sur les aubes pour faire tourner la roue, qui communique cette puissance, par son axe et au moyen d'engrenages, aux appareils à faire mouvoir, lesquels constituent ainsi les résistances à vaincre.

Ce moteur nous représente exactement l'expérience que nous avons citée plus haut (21), et dans laquelle deux poids égaux sont en mouvement, l'un servant à mouvoir l'autre, et tous deux animés d'un mouvement uniforme.

Les résistances à vaincre font en effet équilibre au poids de l'eau contenu dans la roue : car, s'il en était autrement, que les résistances vinssent, par exemple, à augmenter, elles agiraient comme forces retardatrices, tendant à produire un mouvement uniformément retardé, par l'effet inverse de la même cause qui peut accélérer la vitesse d'un corps en mouvement (19). Mais la roue prenant par cela même un mouvement de plus en plus lent recevrait dans le même temps une plus grande quantité d'eau, emplissant davantage l'intervalle des aubes; le poids d'eau contenu dans la roue devenu plus considérable ferait de nouveau équilibre aux résistances, et le mouvement se continuerait avec uniformité.

Dans le cas contraire, où les résistances à vaincre viennent à diminuer, l'excédant de poids d'eau dans la roue accélère son mouvement jusqu'au moment où, par l'augmentation de vitesse, la quantité d'eau reçue dans le même temps est diminuée de façon à faire de nouveau équilibre aux résistances. Le mouvement se continue encore uniformément.

La comparaison à établir entre ces deux situations démontre que la vitesse que peut prendre la roue dépend uniquement de l'intensité de la résistance à vaincre exprimée en poids, égalée au volume ou poids d'eau que la roue peut admettre dans un temps déterminé.

On sait, en effet, qu'un travail est toujours le produit d'un poids par un chemin parcouru par ce poids; et que ce travail reste le même en variant d'une manière inversement proportionnelle les facteurs du produit (23). On peut donc toujours s'arranger de telle sorte que les engrenages, par leurs combinaisons correspondent à une vitesse attribuée d'avance à la roue hydraulique.

D'autre part, il est facile de concevoir que le volume des aubes soit mis en rapport avec la vitesse à la circonférence de la roue, d'après le nombre de tours, qu'elle doit effectuer, comparé à son diamètre.

En résumé, la marche d'une roue hydraulique est réglée d'après les principes suivants :

1° Le nombre de tours qu'elle effectue dans une minute est *théoriquement* arbitraire;

2° Son diamètre doit être basé sur la hauteur de la chute;

3° Le volume des aubes, exprimé par leur longueur dans le sens du rayon et par la largeur de la roue, parallèlement à son axe, est tel que le volume engendré, en raison de la vitesse par 1″ à la circonférence, est égal à celui de l'eau débitée par la source dans le même temps;

4° Sa puissance théorique, exprimée en kilogrammètres, reste toujours égale au produit de ce volume d'eau exprimé en litres ou en kilogrammes, par la hauteur de chute exprimée en mètres.

Si nous remarquons encore que la quantité dont la vanne est abaissée donne lieu à une épaisseur de lame d'eau possédant une vitesse initiale, nous dirons

que la circonférence de la roue doit prendre une vitesse calculée d'après celle de l'eau.

Nous allons essayer, d'après ces données, de déterminer les dimensions principales d'une roue à aubes, recevant l'eau en déversoir, sur une puissance de chute déterminée.

Nous considérons cet exemple comme une simple application ou un résumé de toutes les règles que nous avons démontrées jusqu'ici; mais on en verra plus loin des applications faites à des machines exécutées et fonctionnant depuis longtemps.

Admettons que nous ayons à établir une roue semblable à celle représentée par la fig. 16 ci-dessus, la chute étant égale à 2m00, et la quantité d'eau disponible fournie par la source étant de 1000 litres par seconde.

59. Épaisseur de la lame d'eau. — La première condition à fixer est l'épaisseur suivant laquelle l'eau doit être admise sur la roue; ou, autrement, la quantité dont la vanne doit être abaissée au-dessous du niveau supérieur. Il résulte de l'expérience que cette épaisseur ne doit pas dépasser certaines limites pour obtenir le meilleur rendement possible. On ne doit pas non plus la rendre trop faible, car sa vitesse d'arrivée serait trop petite, et la roue aurait des dimensions exagérées, ainsi que nous le verrons plus loin.

On a reconnu qu'il était convenable de fixer cette épaisseur entre 20 et 25 centimètres suivant les dépenses plus ou moins grandes.

Admettons pour ce cas 22 centimètres.

60. Largeur de la roue. — La roue a pour largeur celle du déversoir ou de l'orifice, et celui-ci doit être capable de dépenser le volume d'eau disponible.

Si nous nous reportons à la table (48) des dépenses d'eau en déversoir, nous y trouvons qu'un orifice de 1 mètre de large sur 22 de hauteur peut dépenser 176 litres d'eau par 1″, en admettant que le déversoir soit plus étroit que le canal d'arrivée. Comme il en faut dépenser ici 1000, ce nombre étant divisé par 176, on aura la largeur cherchée.

On a, par conséquent, pour la largeur de la roue et de l'orifice :

$$l = \frac{1000}{176} = 5^{m}68.$$

Comme l'orifice est légèrement obstrué par les poteaux du vannage, surtout dans ces grandes dimensions où la vanne est souvent en deux parties dans le sens de sa largeur, il vaut mieux augmenter un peu cette valeur : admettons, en résumé, pour la largeur totale de la roue 5,80.

61. Diamètre de la roue. — L'arrivée de l'eau devant se faire au-dessous du centre de la roue, pour que cette dernière soit dans de bonnes conditions, son rayon ne doit pas être moindre de la hauteur de chute augmentée d'environ deux fois l'épaisseur de la lame d'eau.

Le diamètre de la roue n'influe pas absolument sur la marche d'une roue qui reçoit l'eau de côté. Cependant, si l'eau se trouvait admise trop près de l'horizon-

tale qui passe par le centre, il en résulterait une réaction sur l'axe qui nuirait à l'effet utile. D'autre part, si l'on exagérait les dimensions, on ferait une dépense inutile, et on produirait un excès de poids qui augmenterait le frottement des tourillons, au détriment de l'effet utile. On aurait donc ici :

$$(2^m00 + 2 \times 0^m22) = 2^m44$$

pour le rayon que l'on peut faire égal à 2^m50 : par conséquent le diamètre devient 5^m00.

62. Vitesses de l'eau et de la roue. — Il est admis en théorie et en pratique que la vitesse à la circonférence de la roue doit être environ la moitié de celle de l'eau due à l'épaisseur de la lame, et qu'elle possède au moment où elle arrive sur les aubes, lorsque celles-ci se trouvent vis-à-vis du bord supérieur de la vanne.

Or, nous avons vu (58) que la vitesse attribuée à la circonférence de la roue serait toujours produite tant que le volume engendré par les aubes, en raison de cette vitesse, serait égal à celui de l'eau à dépenser, et que l'intensité des résistances à vaincre serait convenablement réglée par la transmission de mouvement.

Par conséquent, la table des dépenses en déversoir (48) nous donnant $2^m078 = V$, la vitesse de l'eau par 1″, pour une épaisseur de lame de 22 centimètres, celle à la circonférence de la roue pourra être égale à 1 mètre.

Il en résulte que le nombre de tours effectué par la roue dans une minute sera égal au produit de cette vitesse par 60, divisé par la circonférence.

Appelant : v cette vitesse en mètres à la circonférence;
D le diamètre en mètres;
N le nombre de tours par minute,

on aura

$$N = \frac{60 \times v}{D \times \pi} = \frac{60 \times 1^m}{5^m \times 3.1416} = 3^t8.$$

Il est à remarquer que l'épaisseur de la lame d'eau étant fixée généralement de 20 à 25 centimètres pour tous les cas possibles, et pour les roues en déversoir, leur vitesse à la circonférence est à peu près invariablement de 0^m99 à 1,10 : soit 1 mètre en moyenne; les vitesses dues à ces épaisseurs étant 1,981 à 2,215 (48).

Nous verrons cependant par la suite, qu'on est quelquefois obligé d'augmenter la vitesse v pour éviter les trop grandes largeurs.

63. Volume des aubes. — Le volume des aubes, ou autrement dit la partie de la roue capable de retenir l'eau, est représenté par une couronne cylindrique égale à la largeur de la roue, parallèlement à l'axe, et à la longueur des aubes dans le sens du rayon.

Le volume effectif, engendré pendant la marche de la roue, est égal au produit de ces deux dimensions par la vitesse par 1″ à la circonférence du cercle pris sur le milieu de la longueur des aubes; et ce volume doit être égal à celui de l'eau dépensée dans le même temps. Mais on simplifie le calcul en prenant directement la vitesse v à la circonférence extérieure, et sans erreur préjudiciable, attendu que

la dimension trouvée pour la longueur des aubes doit être au moins doublée, afin que leur volume puisse satisfaire à une augmentation éventuelle du produit de la source, comme aussi pour éviter toute déperdition d'eau.

Nommant l, la largeur de la roue en décimètres; a, la longueur des aubes en unités semblables; D, la dépense en litres à effectuer par 1″; on aurait :

$$a = \frac{D^{\text{lit.}}}{l^{\text{déc.}} \times v^{\text{déc.}}} \times 2 = \frac{1000}{58 \times 10} \times 2 = 3^{\text{déc.}}44 \text{ ou } 344^{\text{mill.}}$$

On donnerait au moins 400$^{\text{mill.}}$, ce qui ne pourrait qu'être au profit du résultat.

64. Nombre d'aubes. — Le nombre d'aubes est déterminé en considérant que leur écartement doit être au moins supérieur à la plus forte épaisseur de lame d'eau à admettre; on doit avoir égard au nombre de bras du croisillon par lequel celui des aubes doit être divisible, afin d'éviter que les coyaux G qui leur servent de supports ne se rencontrent avec les bras des croisillons.

Si nous donnons à l'écartement des aubes 1,5 de l'épaisseur de la lame, qui est de 22 centimètres, et que les croisillons portent huit bras, cet écartement serait *à priori*,

$$22 \times 1{,}5 = 33 \text{ centimètres.}$$

Divisant la circonférence de la roue par ce nombre, on a :

$$\frac{5^{\text{m}}00 \times 3{,}1416}{0{,}33} = 47.$$

Le nombre le plus approché de 47, qui soit divisible par le nombre de bras est 48, qu'il convient en effet d'adopter pour celui des aubes.

65. Puissance motrice de la roue. — Puisque la force de la chute est égale au produit de sa hauteur H′ par le volume d'eau dépensé par seconde, si la roue pouvait transmettre la totalité de cette force, elle serait capable d'élever un certain poids, qu'on pourrait supposer suspendu à un câble s'enroulant sur un tambour de même diamètre qu'elle, et faisant le même nombre de tours; ou d'un diamètre différent, mais possédant la même vitesse à sa circonférence, et ce poids serait égal à

$$P = \frac{D \times H'}{v} = \frac{1000^{\text{k}} \times 2^{\text{m}}00}{1^{\text{m}}} = 2000^{\text{k}}.$$

Cette valeur représente donc la résultante effective ou la somme des actions permanentes exercées par le poids total de l'eau contenue dans la roue.

Mais dans ce poids à élever, on doit comprendre une portion absorbée par le frottement des tourillons de la roue sur ses supports, et les diverses résistances passives de la transmission; l'effet utile est donc déjà diminué d'autant. Si l'on ajoute les fuites de l'eau et les réactions inévitables, qui neutralisent une fraction plus ou moins grande de la force motrice, on trouve en résumé que le poids élevé n'est plus égal qu'à 2000 × 0,70 = 1400 kilogrammes environ, ce qui revient à dire que l'effet utile ou force pratique n'équivaut qu'aux 70 centièmes de la puis-

sance de la chute. Ce coefficient est très-variable, et dépend de l'état de la roue et du degré de perfection de son établissement.

Néanmoins celui-ci peut être regardé comme un bon rendement : il est rare qu'il soit dépassé, si ce n'est avec les roues à augets dont nous parlerons bientôt.

En résumé, l'exemple que nous avons choisi représente une roue transmettant la puissance d'une chute d'eau qui équivaut théoriquement à :

$$F = 1000^k \times 2^m 00 = 2000 \text{ kilogrammètres},$$

correspondant à une force nominale qui, exprimée en chevaux, devient :

$$\frac{2000}{75} = 26{,}6 \text{ chevaux}.$$

Si la bonne construction permet d'utiliser 70 p. 0/0, la puissance disponible sera :

$$F = 2000 \times 0{,}7 = 1400 \text{ kilogrammètres},$$
$$\text{soit : } 26{,}6 \times 0{,}7 = 18{,}66 \text{ chevaux}.$$

66. La valeur de l'effort exercé à la circonférence de la roue est ici précisément égale au produit de la dépense par la hauteur de chute, parce que la vitesse à cette circonférence est de 1 mètre par 1″; et le même fait se produit chaque fois que cette vitesse est adoptée.

Mais nous avons dit qu'il est possible de faire varier la vitesse de la roue, et avec elle la valeur de l'effort exercé.

On peut, en effet, atteindre ce résultat en augmentant la capacité des aubes, avec la même épaisseur de lame d'eau, ce qui permet d'augmenter l'effort exercé en diminuant la vitesse v.

Si nous supposons, par exemple, que la vitesse v soit réduite à $0^m 60$ par 1″, en disposant convenablement les engrenages de transmission : quel sera l'effort P à la circonférence, et de combien la capacité des aubes devra-t-elle être augmentée?

Le calcul ci-dessus (65) donne, dans ce dernier cas :

$$P = \frac{1000^k \times 2^m 00}{0{,}60} = 3333^k 33.$$

Il faudrait par conséquent que les aubes, qui doivent contenir ce poids d'eau, fussent augmentées de capacité dans le rapport de 2000 à 3333. On aurait donc pour leur longueur (63), les autres dimensions restant les mêmes, approximativement,

$$2000 : 3333 :: 344 : x, \text{ d'où } x = \frac{3333 \times 344}{2000} = 573^{\text{mill.}}$$

Ceci démontre suffisamment que, faute d'avoir donné aux aubes des dimensions assez grandes, s'il se produisait momentanément un excès imprévu de résistance, la roue serait forcée de s'arrêter, ne pouvant pas contenir un volume d'eau suffisant pour conserver un mouvement uniforme.

Il ne nous reste, pour terminer ce premier aperçu sur les roues à aubes, qu'à

voir ce que produirait un changement dans l'épaisseur de la lame d'eau, en conservant toujours la même dépense et la même chute que ci-dessus.

67. Premier cas. Où l'épaisseur de la lame augmente. — Si, au lieu de 22 centimètres que nous avions adoptés dans notre exemple, nous choisissions 25 centimètres, quel changement se produirait-il dans la construction de la roue?

La principale modification serait dans la largeur de la roue qui diminuerait; car on peut voir par la table (48) qu'un orifice de 25 centimètres de hauteur sur 1 mètre de large peut dépenser 212 litres par 1″, au lieu de 176; on aurait donc (49)

$$l = \frac{1000}{212} = 4^{m}71,$$

soit, $4^{m}80$ au lieu de $5^{m}80$.

Le changement de vitesse à la circonférence serait très-petit, et surtout n'influerait pas sensiblement sur l'effort exercé en ce point; car pour cette augmentation de l'épaisseur de la lame, la vitesse due à la hauteur 25 centimètres, est, d'après la même table, 2,215, au lieu de 2,078; par conséquent, si la vitesse v était 1,10 au lieu de 1 mètre, que nous avions précédemment, on aurait (65):

$$P = \frac{1000 \times 2,00}{1,1} = 1818 \text{ kil.}$$

Le volume des aubes pourrait donc être également un peu moindre; et le diamètre de la roue restant le même, le nombre de tours augmenterait; de $3^{t}8$, il deviendrait (62):

$$N = \frac{60 \times 1,1}{5^{m} \times 3,1416} = 4^{t}2.$$

68. Deuxième cas. Où l'épaisseur de la lame d'eau diminue. — Il est évident qu'en admettant au contraire une épaisseur de lame moindre, la roue subirait des modifications inverses.

Ainsi, avec 18 cent. on trouverait, de la même façon que ci-dessus:

Dépense par mètre de largeur	....	132 lit.
Vitesse due à la hauteur	....	1,879
Largeur de la roue	.... 7,57, soit	7,70
Vitesse à la circonférence	.... 1,879 ÷ 2	0,940
Effort P —	....	2127 kil.
Nombre de tours par 1′	....	$3^{t}5$

Cette dernière condition serait certainement la moins favorable des trois à cause de la largeur de la roue, et par conséquent de son grand poids. Mais, outre l'expérience qui indique les limites que l'on doit garder en proportionnant les épaisseurs de lames aux dépenses et aux chutes, il existe encore des raisons locales qui déterminent souvent d'avance, ainsi qu'on le verra, quelques-unes des dimensions à adopter.

ROUES EN DESSUS. A AUGETS RECEVANT L'EAU PAR ORIFICES CHARGÉS

69. Les roues, disposées pour dépenser l'eau en déversoir, conviennent très-bien aux petites chutes et aux fortes dépenses; on peut, en effet, utiliser des chutes, de 0m50 à 1m50 et 2 mètres, tout en dépensant des quantités d'eau considérables; mais lorsque les chutes atteignent 3 à 4 mètres et plus, on leur substitue de préférence les roues à augets ou roues en dessus, dont la disposition présente une économie de construction assez notable, lorsqu'on les fait en bois, et produit un meilleur effet utile en raison surtout de leur peu de poids comparativement aux autres.

Fig. 17.



Si l'on examine la fig. 17, qui représente l'ensemble d'un tel moteur, on voit que son diamètre est moindre que la hauteur de la chute, tandis qu'une roue de côté serait plus que le double. Il en résulte nécessairement une diminution de poids et de frais de construction à peu près proportionnelle.

70. Une roue à augets se compose d'une jante A réunie à son axe B par plusieurs systèmes de bras C, suivant sa largeur. La jante est close latéralement et divisée en un grand nombre de pots, godets ou augets D ouverts à la circonférence extérieure.

L'eau est amenée par un canal E à peu près de même largeur que la roue et du même niveau que le bief d'amont; elle est retenue à une certaine distance de son sommet par une vanne verticale F de même largeur que le canal, et qui se lève à volonté d'une quantité suffisante pour correspondre à la dépense à effectuer.

L'eau en arrivant sur la roue remplit les augets, et elle se met en mouvement sous l'influence de l'augmentation de poids d'une partie de sa circonférence. Les

augets se vident au fur et à mesure qu'ils arrivent à la partie inférieure, et l'eau s'écoule dans le bief d'aval.

Les conditions de vitesses et d'équilibre restent les mêmes que précédemment (58) : mais il existe une particularité qu'il est nécessaire de remarquer, afin de se rendre un compte exact d'un fait qui se présente souvent dans la mécanique hydraulique.

Nous remarquons, en effet, que la hauteur H', de la charge ménagée au-dessus de l'orifice par lequel s'écoule l'eau qui est absorbée par la roue, est indépendante du résultat comme travail produit, qui reste toujours égal au produit P H de la dépense par 1'' par la hauteur totale de la chute.

Si nous considérons l'effet produit, par exemple, par un courant d'eau qui agit sur les palettes inférieures d'une roue en dessous, la théorie démontre que la pression exercée en vertu de la vitesse de l'eau, et de son volume dépensé dans chaque seconde, représente exactement le travail qui serait engendré par un même poids d'eau tombant de la hauteur à laquelle elle doit sa vitesse.

Donc, l'eau qui est amenée sur le sommet d'une roue à augets possède déjà une certaine vitesse capable par sa force vive de produire le travail que la hauteur H' peut engendrer.

Mais il est évident que, dans ce cas, pour ne rien perdre de l'effet utile, l'eau ne doit rien perdre non plus de sa vitesse due à la hauteur H'; comme il est presque impossible d'atteindre ce résultat, et que le frottement de l'eau dans son coursier réduit sa vitesse d'une quantité appréciable, et d'autant plus grande que cette vitesse est elle-même plus grande, on a donc intérêt à maintenir cette valeur H' dans des limites convenables, pour que la roue prenne une vitesse suffisante à sa circonférence, tout en évitant les pertes de force vive par une trop grande vitesse de l'eau dans son coursier.

En admettant, comme on l'a vu jusqu'ici, que cette vitesse à la circonférence soit la moitié de celle d'arrivée de l'eau, on peut faire varier cette hauteur H' entre 25 et 50 cent., dont les vitesses correspondantes sont (38) 2,215 et 3,132, soit pour la vitesse de la roue 1,10 à 1,60 environ.

On verra plus tard, lorsque nous traiterons directement de la construction de ces moteurs, dans quelles conditions on peut appliquer ces données, et même s'en écarter dans certains cas.

Nous ferons voir également quelques systèmes de roues qui ont été disposées pour marcher à de grandes vitesses, en recevant l'eau à leur partie inférieure, et avec toute la vitesse que l'eau peut posséder, par la hauteur totale de chute. Si ces roues ne sont pas employées aussi généralement qu'on pourrait le supposer d'abord, par leur légèreté relative, et la facilité qu'elles présentent pour la transmission de mouvement, c'est qu'il est difficile, ainsi que nous l'avons dit plus haut, d'éviter les déperditions de force par les frottements et les chocs résultant de la grande vitesse de l'eau, et cela malgré les dispositions ingénieuses qui leur ont été données.

71. Les calculs relatifs à l'établissement d'une roue à augets peuvent être ramenés

au même degré de simplicité que ceux que nous venons d'indiquer en parlant des roues à aubes; ils reposent également sur les mêmes considérations.

Le problème se trouve encore ainsi posé : Étant donnée la hauteur de chute et le volume d'eau disponible à dépenser par seconde, déterminer le diamètre de la roue, sa largeur et les dimensions de l'orifice de sortie de l'eau.

Il existe entre ces diverses dimensions une liaison intime qui ne permet guère d'en calculer une isolément des autres : ainsi, d'une part, le diamètre doit se déduire de la charge H' retranchée de la chute totale, et d'autre part cette valeur est mise en rapport avec les dimensions de l'orifice calculé pour la dépense. Il est donc nécessaire de fixer *à priori* au moins deux des conditions de marche, et de calculer les autres d'après cela.

72. Charge sur le centre de l'orifice. — On se donne ordinairement la largeur de la roue et sa vitesse à la circonférence; la première de ces conditions dépendant quelquefois des localités, et la deuxième de considérations basées sur l'expérience. Dans de bonnes conditions, on donne, en effet, 2 mètres à la vitesse V de l'eau à sa sortie de l'orifice du vannage (fig. 17), et la moitié de cette valeur a la vitesse v de la roue : soit 1 mètre.

La vitesse V ne peut être engendrée qu'en raison de la charge H', qui se détermine ainsi qu'il a été dit (8) par la formule suivante, ou la table du n° 9.

$$V = \sqrt{2gH'} \text{ d'où } H' = \frac{v^2}{2g}; \text{ et } H' = \frac{2 \times 2}{19,62} = 0^m 203$$

soit 20 à 21 centimètres pour la charge sur le centre de l'orifice.

La roue pouvant avoir, par exemple, 2m30 de largeur, l'orifice de sortie peut être fixé à 2m10, afin que la lame d'eau étant un peu plus étroite que les augets, l'air qu'ils renferment s'en échappe aisément.

73. Hauteur de l'orifice. — D'après la largeur de l'orifice et la pression H', on détermine sa hauteur h suivant ce qui a été dit pour les dépenses d'eau par vannes verticales (42). On remarquera pourtant que la hauteur donnée par les tables est plus que suffisante, car dans les constructions usuelles, la disposition de l'orifice est telle que la contraction n'a lieu qu'à l'arête supérieure; on a recours dans ce cas à la règle du n° 40.

Mais admettons pour l'instant qu'on adopte le chiffre trouvé par la table.

En divisant la dépense totale exprimée en litres, par la largeur de l'orifice, en mètres, on trouve la dépense par chaque mètre de largeur. Soit, pour le cas proposé,

$$\frac{200}{2,10} = 95 \text{ litres.}$$

On trouve facilement, d'après cela, de combien la vanne doit être levée pour donner à la hauteur h de l'orifice une valeur telle qu'elle est nécessaire pour effectuer cette dépense. La table n° 38 indique, en effet, qu'avec une charge de 20 cent. on peut dépenser 98 litres d'eau par 1″, par mètre de largeur, et avec 8 cent. de hauteur verticale d'orifice. On peut donc adopter cette condition comme la plus approchée de celle qui nous occupe.

74. Volume des augets. — A l'égard de la détermination du volume des augets, ou de la couronne de la roue, cette capacité doit être beaucoup plus considérable que la quantité d'eau qu'elle est destinée à contenir, afin que les augets, ne se trouvant pas entièrement remplis, n'abandonnent leur eau que le plus tard possible. Dans cette roue, ainsi que dans la précédente, le volume théorique des augets, considéré suivant la largeur de la couronne dans le sens du rayon et suivant la largeur totale de la roue parallèlement à l'axe, demeure égal

Au produit de la vitesse à la circonférence extérieure par la section de la couronne, faite suivant un plan passant par l'axe de rotation.

Mais ce volume est aussi celui de l'eau dépensé dans chaque seconde : le problème se résume donc à déterminer l'une des trois dimensions d'un solide, considéré comme rectangulaire, étant donnés le volume et deux dimensions.

75. Profondeur des augets. — La dimension restant à déterminer est la largeur de la couronne : c'est-à-dire la profondeur des augets.

Nommant D la dépense, l la largeur de la roue, v la vitesse par 1″, et C la profondeur des augets, on a pour C :

$$C = \frac{D^{\text{lit.}} \times 8}{l^{\text{déc.}} \times v^{\text{déc.}} \times 3} \quad \text{d'où } C = \frac{200 \times 8}{23 \times 10 \times 3} = 2^{\text{d.}}31$$

soit 231 millimètres pour la largeur de la couronne de la roue dont nous nous sommes proposé de déterminer les principales dimensions.

Dans la formule ci-dessus, les dimensions linéaires sont exprimées en décimètres pour correspondre au volume d'eau exprimé en litres ; c'est simplement dans le but d'éviter les opérations sur des fractions, ainsi que cela aurait lieu en exprimant la dépense en mètres cubes, et les dimensions linéaires en mètres.

Quant au facteur $\frac{8}{3}$, dont la valeur est purement expérimentale, il intervient pour augmenter la capacité des augets, afin de leur faire conserver l'eau jusqu'au plus bas possible de la roue. Une dimension un peu grande donnée aux augets permet encore d'empêcher l'eau de s'en échapper par l'effet de la force centrifuge, ce qu'on doit éviter du reste en limitant d'une façon convenable la vitesse de la roue.

Les notions que nous venons de donner sur l'application des règles principales de l'hydraulique aux roues à aubes et à augets ne devaient nous servir qu'à donner une idée de l'établissement de ces moteurs ; nous en verrons maintenant l'application directe à leur construction pratique, avec tous les développements nécessités par la diversité des circonstances particulières où ils se trouvent établis.

Toutes ces considérations trouveront naturellement leur application en parlant des autres moteurs divers : roues à aubes courbes, turbines, etc.

FIN DU DEUXIÈME CHAPITRE ET DES NOTIONS PRÉLIMINAIRES.

CHAPITRE II

CONSTRUCTION DES MOTEURS HYDRAULIQUES

ROUE DE COTÉ A AUBES PLANES ET A COURSIER CIRCULAIRE RECEVANT L'EAU EN DÉVERSOIR

Établie par MM. CARTIER et ARMENGAUD aîné, à Paris.

(PLANCHES 2, 3 ET 4.)

Cette roue a été établie à Corbeil, dans les anciens moulins dits *de la Réserve* (1) qui consistaient, antérieurement, en six roues à palettes marchant par l'impulsion de l'eau, et faisant chacune mouvoir une paire de meules de 2 mètres de diamètre, selon le système de mouture qui était généralement adopté en France. Alimentée par un bras de l'*Essonne*, qui, de ce point, se jette dans la Seine, cette roue a fait marcher 12 paires de meules, avec les appareils accessoires de nettoyage et de blutage, suivant le mode de mouture américain. Comme la Seine est susceptible de variations de niveau extrêmement considérables, la hauteur de la chute n'est pas constante; elle est même telle, que de 2m50 à 3 mètres, elle peut quelquefois se réduire à zéro.

Ainsi, avant d'arrêter le diamètre et la position du centre de la roue, il fallut évidemment prendre une hauteur moyenne et convenable pour marcher pendant la plus grande partie de l'année, et en utilisant le mieux possible le volume d'eau.

Il fut reconnu qu'on pouvait adopter une hauteur de chute de 2m475, à partir de l'arête supérieure ou de la *crête* du *déversoir* (2), au niveau inférieur moyen, et en admettant que, dans le cas des crues d'eau, la roue pourrait encore marcher lors même qu'elle plongerait de 30 à 35 centimètres sans qu'il y ait une différence sensible sur le rapport de l'effet utile du moteur à la force dépensée.

La roue fut donc construite sur les données suivantes :

1° Une hauteur de chute de 2m475;

2° Une dépense moyenne de 1mc 20 ou 1200 litres par seconde.

(1) Cette roue a été cédée par M. Darblay à un filateur des environs; et sur l'emplacement des moulins qu'elle faisait mouvoir, il a établi une huilerie mue par une machine à vapeur.

(2) Un déversoir est, ainsi que nous l'avons vu plus haut, un barrage en pierres de taille ou en moellons, établi sur une rivière pour limiter la hauteur du niveau de l'eau. Il sert à laisser écouler spontanément l'excédant d'eau qui surviendrait dans le bief de l'usine et éviter par là que la *hauteur du repère* ne soit trop sensiblement dépassée. Un déversoir doit avoir une largeur déterminée par l'administration des ponts et chaussées

Cette dépense d'eau fut facile à déterminer à l'aide de deux *vannes motrices* (55), établies en amont des moulins, et dont les dimensions avaient été antérieurement réglées par MM. les ingénieurs des ponts et chaussées, comme la hauteur du niveau supérieur ou de la crête du déversoir.

Les constructeurs ont dû nécessairement calculer la dépense effectuée par ces vannes, à diverses époques de l'année, afin d'en conclure une dépense moyenne telle que celle adoptée ci-dessus.

Avant de donner le résumé des observations relatives, soit au calcul de cette dépense, soit aux dimensions principales de la roue, nous croyons devoir commencer par décrire la disposition générale du coursier, du vannage et de son mouvement, et ensuite faire voir la construction entière de la roue, de son arbre, comme les assemblages des diverses parties qui la composent.

DISPOSITION GÉNÉRALE DU COURSIER ET DE SON VANNAGE

Coursier circulaire. — La roue est emboîtée entre deux murs parallèles et dans un coursier circulaire en bonne maçonnerie.

Le premier mur A, nommé *éperon*, ou mur d'appui (pl. 3), ne s'élevant que jusqu'au-dessous du centre de l'arbre de la roue, est construit en pierres de taille solidement assises sur un massif en moellons avec mortier de chaux hydraulique et ciment, et liées entre elles par des tirants de fer; sa paroi intérieure, du côté de la roue, est dressée et exactement verticale pour coïncider, à 2 ou 3 millimètres près, avec le plan formant la section des aubes.

Le second mur B, nommé mur *de tampanne*, n'est autre que celui du bâtiment des moulins, lequel est revêtu de pierres de taille, qui, pénétrant dans l'épaisseur du mur, alors pris en sous-œuvre, saillissent de 0m 15 à 0m 16, afin de présenter leur surface extérieure exactement parallèle à celle de l'éperon : ce revêtissement n'existe que vers les aubes de la roue, depuis l'admission d'eau, ou arête supérieure du déversoir, jusqu'au fond ou seuil inférieur du coursier circulaire C.

Ce coursier est construit en pierres de taille assemblées et bien assises sur un fort massif en moellons (1). Toute cette maçonnerie est faite en mortier de chaux hydraulique, et jointoyée en ciment romain; elle est de plus garantie en amont par un fort lit de terre glaise, ou d'argile, qu'on a bien étendu d'eau (2) (*Planche* 2e).

qui la règle selon le régime des eaux et aussi suivant les localités; il doit, en outre, être accompagné de *vannes de décharge arasées* à 0m 08 ou 0m 10 au-dessous du repère, et placées comme lui en amont de l'usine

(1) Cette construction est évidemment la plus solide, mais elle est aussi la plus coûteuse; elle exige des pierres de fortes dimensions : souvent on établit des coursiers en moellons ou en briques, qui, bien exécutés, présentent toute la solidité désirable et sont beaucoup plus économiques; on en construit quelquefois en bois, au moyen de madriers cintrés placés de distance en distance et sur lesquels on fixe les planches qui forment la surface extérieure du coursier.

(2) On sait que des couches d'argile ou de sable fin ont la propriété d'empêcher les infiltrations en détournant le cours des sources qui viendraient traverser des terrains ou des constructions qu'elles ne tardent pas à dégrader Ces couches ou courroies doivent être dans des directions à peu près perpendiculaires à celles des filets d'eau dont on veut interrompre le cours; on leur donne 40 à 50 centimètres d'épaisseur

La surface apparente du coursier doit être exactement cylindrique et concentrique à la circonférence extérieure de la roue; aussi, avant de mettre celle-ci en place, il faut préalablement dresser cette surface, ce qui peut se faire soit à l'aide d'un *faux arbre*, soit à l'aide de l'arbre même qui doit porter la roue (1).

A cet effet on pose d'abord sur les deux fortes pierres d'assise D, dont l'une est à l'intérieur du bâtiment (*voy.* pl. 3), et l'autre sur le mur d'appui, deux longues plaques de fonte E que l'on y encastre en grande partie, et que l'on fixe ensuite par des boulons à clavette qui traversent toute l'épaisseur de la pierre. Sur ces plaques sont ajustés les paliers en fonte F, qui intérieurement sont garnis de bois de gayac.

L'arbre, muni de ses tourillons, et tout fretté, est placé dans ses coussinets à la hauteur exacte qu'il doit avoir; on y monte les croisillons ou tourteaux de fonte G, à huit branches, destinés à recevoir les bras de la roue, et sur lesquels on adapte, mais d'une manière provisoire seulement, des montants en bois qu'on relie par une large règle ou une longue planche dont le rebord est bien dressé et parallèle à l'axe de la roue; ce rebord doit d'ailleurs se trouver à une distance du centre, déterminée par le rayon même donné à la roue. Il est aisé de comprendre qu'en faisant tourner l'arbre sur ses coussinets, l'arête extérieure de la planche engendre une surface cylindrique qui est justement celle que doit avoir le coursier; on peut donc aisément achever la taille des pierres qui le forment jusqu'à atteindre cette surface.

Le fond, ou la partie inférieure du coursier, se prolonge suivant un plan légèrement incliné jusqu'au delà de la roue, en aval; cette légère inclinaison, qui, du reste n'est pas d'un décimètre par mètre, et qui ne se prolonge que sur 3 à 4 mètres, est convenable pour faciliter l'écoulement de l'eau.

Col de cygne. — La partie supérieure du coursier est formée par une forte pièce de bois H, qui doit avoir pour longueur toute la largeur donnée à la roue, plus celle nécessaire pour son encastrement dans les bajoyers ou les deux murs latéraux. La paroi apparente de cette pièce est cintrée suivant le contour cylindrique du coursier. Comme l'eau doit être dépensée par un orifice en déversoir, et réglée par une *vanne plongeante*, on a été dans l'obligation de prolonger ce coursier par une plaque de fonte I, appelée *col de cygne*, et contre le bord de laquelle la vanne doit glisser. Il est essentiel de construire ce col de cygne en fonte, plutôt que de le faire en bois, parce que, dans ce dernier cas, comme on serait obligé de lui donner plus d'épaisseur pour résister à la pression de l'eau qui afflue contre lui dans toute son étendue, il aurait l'inconvénient d'éloigner la vanne de la circonférence de la roue.

Dans les cas ordinaires, le col de cygne est d'une seule pièce, mais à cause de la grande largeur qu'il a fallu donner à la roue et au coursier, il était indispensable de l'établir séparément en deux pièces; et pour cela on a placé au milieu de la largeur un poteau en fonte J, à fortes nervures, comme l'indique le plan, fig. 2, et les

(1) Il est bien préférable de se servir de l'arbre même, au lieu d'un faux arbre, pour ne pas être amené à des erreurs qui pourraient être plus ou moins graves.

détails, fig. 3 à 5, scellé, par sa partie inférieure, dans la maçonnerie qui forme le fond du canal d'arrivée de l'eau ; il se lie plus haut par deux boulons à la pièce de bois H, et sa partie supérieure est aussi boulonnée au chapeau de vanne L. Les deux parties du col de cygne sont appuyées et vissées, d'un côté, contre la face droite du poteau, et, de l'autre, incrustées de 0m06 seulement, dans les murs latéraux du coursier et en même temps dans les poteaux de vanne M. Ces deux parties sont, de plus, assemblées sur le seuil en bois II avec lequel elles sont boulonnées, et de distance en distance elles sont renforcées par des côtes, ou nervures, qui les empêchent de fléchir sous l'énorme pression qu'elles éprouvent en amont.

Ce col de cygne est placé à une hauteur telle que son rebord supérieur se trouve à 0m30 au-dessous de la *crête du déversoir*. Cette distance mesure la plus grande hauteur qu'on puisse donner à l'orifice. Comme il arrive parfois que le niveau supérieur baisse de plusieurs centimètres, il est utile de placer ainsi le col de cygne plus bas, afin de pouvoir également effectuer la dépense d'eau.

Les deux poteaux M sont en chêne, logés et scellés dans l'épaisseur des murs ; leurs sommets sont réunis par le chapeau L qui, comme eux, est en bois de chêne, de 0m216 et 0m270 d'équarrissage.

VANNAGE. — Les deux parties qui composent toute la largeur de la *vanne plongeante* N, sont aussi en chêne, et ajustées dans les rainures faites le long des poteaux en bois, ou ménagées dans le poteau en fonte. Pour faciliter son glissement, et pour en même temps la garantir d'une usure trop rapide, en diminuant le frottement, on a eu le soin de fixer avec des vis à bois, sur les bords extrêmes, des plates-bandes en fer méplat de 0m060 de large sur 0m007 d'épaisseur. Suivant M. Morin, le coefficient de frottement est de 0,65 pour le fer ou la fonte en contact avec le chêne, lorsque les surfaces sont mouillées d'eau et qu'elles ont été quelque temps en contact; il se réduit à 0,26 quand ces surfaces sont en mouvement les unes sur les autres.

Cette vanne présente une surface latérale, exactement plane du côté qui s'appuie et qui glisse contre la facette existante à l'arrière du rebord du col de cygne (fig. 5, pl. 4), et cette facette elle-même est bien dressée dans toute sa longueur, afin que le contact ait lieu dans toute son étendue, et pour éviter ainsi que l'eau ne puisse s'infiltrer par ce point. Mais la paroi opposée de la vanne n'est pas parallèle à la première : pour lui donner plus de résistance et éviter qu'elle ne cède à la pression, chaque partie de cette vanne porte à son extrémité, vers les poteaux en bois, 0m081 d'épaisseur, et au milieu, vers le poteau en fonte, elle en a 0m110. Lorsque la hauteur de la vanne dépasse la largeur ordinaire d'une planche de chêne, ce qui a le plus généralement lieu, il faut évidemment réunir plusieurs planches ou madriers de même épaisseur que l'on assemble à languette comme on le voit sur le dessin, et qu'on relie quelquefois par des traverses en bois ou *parmes*.

Il faut que la vanne ait assez de hauteur pour que, dans sa position la plus élevée, lorsque l'usine est arrêtée, son arête supérieure se trouve à 0m11 ou 0m12 au-dessus du couronnement ou de la crête du déversoir, et que son arête inférieure soit encore à la même distance au-dessous du rebord supérieur du col de cygne,

afin de ne pas craindre, d'une part, que l'eau puisse passer au-dessus de la vanne, et, d'un autre côté, qu'elle s'infiltre entre cette dernière et le col de cygne. Ainsi, comme la hauteur de l'orifice a été limitée à 0m30, on voit que celle de la vanne ne pouvait pas être moins de 0m52; on lui a donné 0m55.

Dans les roues de côté, qui dépensent l'eau par des orifices en déversoir, dont l'arête supérieure est toujours à une certaine distance au-dessous de la ligne horizontale passant par le centre, la direction de la vanne ne peut être verticale, elle doit être inclinée d'une quantité telle, que, lorsqu'elle se trouve baissée au-dessous du niveau, à une distance déterminée par l'épaisseur de la lame d'eau, son sommet, formant le seuil ou bord inférieur de l'orifice d'écoulement, soit le plus près possible de la circonférence extérieure des aubes; mais il faut aussi qu'elle ne soit pas susceptible de rencontrer ces aubes lorsqu'on la relève pour fermer l'orifice. Il suffit, à cet effet, de tracer le rayon passant un peu au-dessus du *filet moyen*, lequel est à très-peu près aux 3/5 de la hauteur de l'orifice, et la perpendiculaire à ce rayon tirée tangentiellement à la circonférence extérieure de la roue, donne la direction de la vanne.

Mouvement de la vanne plongeante. — Quoique cette vanne soit en deux parties séparées par le poteau en fonte, il n'en faut pas moins faire monter ou descendre ces deux parties comme si elles n'en formaient qu'une seule; mais alors, au lieu d'y adapter deux crémaillères seulement, comme cela arrive dans la plupart des circonstances, il était nécessaire d'en mettre quatre, mues par autant de pignons de même diamètre, ajustés sur un arbre horizontal commun.

Ces crémaillères, représentées sur les fig. 1, 2, 3 et 4, sont en fonte, dentées sur une longueur suffisante pour donner à la vanne la course nécessaire; elles sont chacune terminées, à leur partie inférieure, par une oreille ou chape, qui sert à les assembler, à charnière, à une équerre coudée de fer *a*, que l'on fixe, sur le sommet ou le seuil de la vanne, par deux boulons à clavette. Les pignons *b* (fig. 3 et 5) sont aussi en fonte et à joues, afin que, tout en conduisant les crémaillères, ils maintiennent celles-ci dans la direction rectiligne qu'elles doivent parcourir. Mais, comme dans leur mouvement la pression des dents tendrait nécessairement à faire déverser ces crémaillères en arrière, on les soutient aussi par des galets de fonte *c*, tournés et ajustés libres sur des axes ou goujons de fer, fixés chacun à un support coudé de fonte *d*. Quatre supports semblables, convenablement placés et boulonnés sur la traverse qui forme le chapeau de vanne, portent l'arbre de couche *e* des pignons. Cet arbre est en fer, et en deux parties réunies par une paire de manchons *f* (fig. 3, pl. 4), lesquels ont été préalablement assemblés et alésés, pour s'ajuster à la fois sur ces deux parties, et s'y maintenir au moyen de vis de pression.

L'arbre *e* se prolonge au delà du chapeau de vanne, du côté où il traverse le mur de tampanne, pour porter, à l'intérieur du bâtiment, une roue en fonte dentée *g*, commandée par une vis sans fin *h* (fig. 1). Cette vis est ajustée à la partie inférieure d'un arbre vertical *i*, qu'on a prolongé jusqu'au-dessus du plancher du premier étage, où il porte un volant à manivelle, afin que de cet étage on puisse aisément,

et sans être obligé de descendre au rez-de-chaussée (1), régler la hauteur de la vanne, et par suite la dépense d'eau sur la roue, comme encore pour arrêter toute l'usine au besoin.

Une tringle de fer mince *j* est aussi adaptée, à charnière, au sommet de la crémaillère la plus proche du mur de tampanne, et s'élève verticalement jusqu'au-dessus du premier plancher, où elle est coudée pour traverser le mur et porter un index, espèce d'aiguille qui indique, sur une règle graduée, la marche de la vanne; on peut aisément connaître à chaque instant, par ce moyen, l'épaisseur de la lame d'eau qui passe au-dessus de cette dernière.

Pour graduer cette règle, on a placé le seuil, ou arête supérieure de la vanne, exactement dans le plan horizontal passant par la crête du déversoir, et à ce point correspond le chiffre 0, au-dessous duquel on a fait un certain nombre de divisions en centimètres et en demi-centimètres. Par conséquent, si le niveau de l'eau se trouve à fleur de la crête du déversoir, et qu'on fasse descendre la vanne d'une certaine quantité, cet abaissement est exactement indiqué par l'aiguille; et si le niveau se trouve au-dessous de la crête, la différence de hauteur marquée par l'aiguille sur la règle graduée, avec celle mesurée près du déversoir, donne évidemment la hauteur réelle de l'orifice depuis le sol jusqu'au niveau supérieur.

La vis sans fin, montée sur l'arbre vertical *i*, est à un seul filet dont le pas est de 0^m025; il en résulte que, pour chaque tour de cette vis, la roue avec laquelle elle engrène ne marche que d'une dent; et, comme elle en porte 40, on voit qu'on devra faire 40 tours de manivelle pour lui communiquer une révolution entière. Or, comme elle est montée sur l'axe des pignons *b*, dont le diamètre primitif est de 0^m080, il en résulte que, lorsqu'ils font un tour, les crémaillères marchent de

$$0^m080 \times \pi, \text{ ou } 0^m080 \times 3.1416 = 0^m251,$$

et que, pour chaque tour de manivelle, elles ne marchent que de

$$\frac{0^m251}{40} = 0^m00627.$$

Cette disposition d'engrenage à vis sans fin, adoptée pour le mouvement de la vanne, est d'autant plus convenable que, d'une part, elle permet de varier la position de cette vanne d'une très-petite quantité à la fois, et cependant sensible à la main de l'homme, et que, d'un autre côté, elle permet de déployer très-peu d'effort pour la lever. En effet, si nous cherchons à nous rendre compte quel doit être cet effort, nous remarquons que :

(1) Cette idée de manœuvrer la vanne plongeante du premier étage, est d'autant plus heureuse, que maintenant, dans un moulin bien établi, toutes les opérations de rhabillage, de régler la mouture, de soulager les meules, etc., se font à cet étage. Le garde-moulin n'est pas obligé, comme dans un grand nombre d'établissements, de quiller les meules et descendre au rez-de-chaussée pour voir ou *tâter* la boulange

1° Le poids de cette vanne (bois seulement) est de................	353 kil.
2° Le poids des plates-bandes de fer qui garnissent ses bords extrêmes, plus celui des 4 crémaillères et des 4 équerres de fer qui les attachent à la vanne = ...	67
Le poids total est donc de...............	420 kil.

Or, l'effort nécessaire pour mouvoir une telle vanne, en montant, peut être exprimé par la formule suivante :

$$1/2\, h \times S \times 1000^{k} \times f + P,$$

dans laquelle :

S, exprime la surface de la vanne pressée par l'eau, en mètres carrés.

$1/2\, h$, la hauteur verticale mesurée en mètres, depuis le niveau supérieur jusqu'au centre de cette vanne;

f, le coefficient de frottement qui, suivant M. Morin, est de 0,65 au commencement du mouvement, et de 0,26 pendant le mouvement; la moyenne serait par conséquent

$$\frac{0{,}65 + 026}{2} = 0{,}455;$$

P, est le poids de la vanne et des accessoires qui s'y attachent.

Or, quand elle est baissée à $0^{m}24$ au-dessous du niveau du réservoir, la distance de ce niveau au centre de la vanne est de

$$0^{m}24 + \frac{0^{m}55}{2} = 0^{m}515$$

($0^{m}55$ étant la hauteur réelle de la vanne), et, comme la surface de cette vanne

$$= 0^{m}55 \times 6^{m}32 = 3^{m.q.}476,$$

on a donc

$$0^{m}515 \times 3^{m.q}476 \times 1000 \times 0{,}455 + 420 = 1234^{k}45$$

qui, ajoutés au frottement des tourillons des arbres sur leurs coussinets, et des engrenages, produisent une charge d'environ 1260 kilog.

Cette quantité, multipliée par la course $0^{m}00627$, que nous supposons devoir être parcourue en une seconde, donne 7,9 kilogrammètres pour le travail à faire; or, on sait qu'un homme peut aisément déployer une puissance tangentielle de $8^{km.}$ par seconde, lorsqu'il est appliqué à une manivelle en travaillant pendant plusieurs heures; sa force peut être bien plus considérable lorsqu'il ne doit agir que pendant quelques instants.

Pour descendre la vanne, la charge n'est plus que de

$$0{,}515 \times 3^{m.q.}476 \times 1000 \times 0{,}455 - 420 = 814^{k}45,$$

et l'effort à faire :

$$= 814{,}45 \times 0{,}00627 = 5{,}11^{\text{km.}},$$

en admettant que cette vanne se trouve dans une position inférieure que nous lui avons supposée tout à l'heure.

La charge est évidemment encore moindre lorsque la vanne est dans une position plus élevée.

ARBRE DE LA ROUE HYDRAULIQUE

AJUSTEMENT DE SES TOURILLONS

L'arbre P de la roue est en bois, comme on peut en juger par les dessins; sa longueur entière est de 8m60, sa section est octogonale dans presque toute la longueur, excepté à l'ajustement de la roue droite en fonte dentée Y, qui doit servir à transmettre le mouvement aux moulins; en cette partie la section de l'arbre est un carré dont le côté n'a pas moins de 0m75, ce qui correspond à une surface de plus de 0mq.56. On conçoit aisément qu'il fallait donner à un tel arbre cette forte dimension, non-seulement à cause de sa longueur, mais encore à cause de la charge de toute la roue qui, comme on pourra le voir, peut s'élever à plus de 18,000 kilogr., quand elle est en mouvement.

Des arbres de telles dimensions ne se rencontrent pas aisément, quand on tient à les faire d'une seule pièce; on a souvent beaucoup de difficultés à en trouver qui soient bien sains, et de plus sans défaut sur toute leur étendue. Celui-ci, sorti de la forêt de Rambouillet, provient d'un gros chêne, abattu depuis plusieurs années. Il avait alors 11m00 de longueur, 0m80 d'équarrissage à l'une des extrémités, et 0m73 à l'autre bout; ainsi son volume était donc de 6m.c.435, ce qui correspond à un poids d'environ 6,300 kilogr., poids considérable et qui a occasionné les plus grandes peines pour le sortir de la forêt.

Ce fut près de l'établissement même que l'on s'occupa de le forer, à ses deux extrémités, pour y ajuster les tourillons de fer *l*, par lesquels il est supporté; on dut prendre les plus grandes précautions pour cette opération, et à cet effet, après l'avoir percé à l'aide de *mèches* et de *tarières*, on se servit d'un *porte-lames*, composé d'une tige de fer ronde qui, à l'une de ses extrémités, était armée d'une lame d'acier et supportée en deux points de sa longueur, par des coussinets placés parallèlement, de manière qu'en poussant ce porte-lames, à l'aide d'une vis de rappel, à mesure qu'on le faisait tourner, on était certain de le faire constamment marcher dans la direction de l'axe même de l'arbre, direction que l'on peut connaître par avance en traçant à l'extérieur des lignes convenables. On tournait le porte-lames à l'aide d'un tourne-à-gauche, et à chaque révolution il avançait de près de 0m003; le diamètre de la dernière lame, qui a terminé l'alésage, était justement égal au petit diamètre de la tige des tourillons.

Nous avons dit que ces derniers sont en fer bien corroyé; on les a ajustés préalablement avec une grande précision dans les manchons en fonte à quatre ailes Q (*Voy.* le détail pl. 4, fig. 6 et 7); ils y sont, de plus, maintenus par une forte clavette méplate.

Il arrive souvent que les tourillons sont fondus avec le manchon, ce qui est plus simple; mais on le fait plutôt pour des roues de dimensions moins considérables; il est évident que dans le cas actuel il eût fallu donner à ces tourillons un diamètre sensiblement plus fort, s'ils avaient été en fonte, ce qui eût augmenté les frottements, et par conséquent les pertes de force.

Les tourillons, ainsi ajustés dans leur manchon, sont ensuite tournés non-seulement sur la surface cylindrique, qui forme les tourillons proprement dits, mais encore sur toute la longueur de leur tige que l'on a eu le soin de faire conique, afin qu'en la chassant dans l'arbre, elle comprime les pores du bois et se trouve par cela même plus serrée.

Pour permettre l'entrée des ailes du manchon dans le bout de l'arbre, on a fendu celui-ci en quatre parties jusqu'à 0m35, longueur des ailes, en donnant aux entailles la section même de ces dernières; puis, laissant de chaque côté une épaisseur de bois de 0m032 à 0m035, on a formé d'autres entailles parallèles aux précédentes. Cela fait, on a enfoncé les tourillons aux deux extrémités de l'arbre, et de manière que les ailes des manchons correspondent aux premières entailles. Étant ainsi en place, ces tourillons ne seraient pas assez solidement maintenus, quelle que soit la grande précision apportée dans cet ajustement : il faut avoir encore le soin de *fretter les fusées* ou les deux bouts de l'arbre.

Cette opération du *frettage* exige aussi beaucoup d'attention et de célérité; les frettes *m*, employées à cet usage, sont tirées de barres de fer méplates de 0m03 d'épaisseur sur 0m06 de large; on les contourne en cercle à chaud et on les soude à la forge. Mais comme les deux bouts de l'arbre ont été préalablement découpés en cône, il faut donner à ces cercles le diamètre et la conicité convenables pour qu'ils opèrent toute la pression désirable, et qu'ils puissent cependant être chassés très-fortement sans détériorer le bois.

A cet effet, le forgeron qui est chargé de ce travail doit présenter chaque cercle sur un gabarit, espèce de *borne en fonte*, ayant une surface extérieure conique semblable à celles des fusées de l'arbre; comme on donne à chaque fusée une longueur de 0m35 à 0m36, égale à celle des ailes du manchon, on place généralement trois frettes; l'ouvrier s'arrange pour que la première, la plus grande, ne puisse entrer à froid que jusqu'au milieu de la fusée, et alors, pour la faire entrer à la place qu'elle doit occuper, il la fait chauffer bien également, au rouge-noir seulement, puis deux hommes viennent la présenter sur la fusée et l'y chassent à coups de marteau très-vifs et répétés, afin que la frette n'ait pas le temps de se refroidir; on a en même temps la précaution de verser de l'eau sur le bois, pour qu'il ne brûle pas. La seconde frette, préparée de la même manière que la première, et dont le diamètre intérieur ne doit être que celui de l'extrémité de la fusée, est chauffée et ajustée à la place qu'elle doit occuper, comme la précédente.

Quand ces trois frettes ont été ainsi fortement chassées à leur place respective, on enfonce dans chacune des entailles qui ont été préalablement pratiquées aux deux extrémités de l'arbre, des coins en bois *n*, dont l'épaisseur, à une extrémité, est plus forte que la largeur des entailles. Ces coins tendent à comprimer, contre les ailes en fonte, les languettes qui ont été conservées de chaque côté de ses ailes, et par conséquent, en augmentant l'adhérence, elles resserrent en même temps les pores du bois. Dans les parties qui n'ont pas encore été touchées, on enfonce de même des calles en bois, entre les frettes et les bords extérieurs des ailes, et aussi, lorsque, après un certain temps, on s'est aperçu que les frettes ne sont pas suffisamment imprimées dans le bois, et que par conséquent on croit remarquer qu'elles ne serreraient pas assez, on cherche à intercaler, entre elles et l'arbre, des coins plus ou moins minces de distance en distance; mais cette opération est généralement superflue quand on a apporté dans l'ajustement les précautions nécessaires que nous venons d'expliquer.

Enfin, pour compléter cet ajustement, on doit encore introduire dans le bout des fusées quelques cales en bois, et quelques autres en fer, que l'on chasse avec force dans de petites entailles formées à l'aide d'un instrument pointu et à double tranchant, ayant la forme d'une *langue de carpe* dont il conserve le nom.

L'arbre, ainsi muni de ses tourillons, a été mis en place, porté sur les paliers de fonte F qui, intérieurement, sont garnis de coussinets en bois de gayac. Ces coussinets, moins coûteux que ceux en bronze, et dont l'emploi est au moins aussi durable, sont bien préférables aux coussinets de fonte qu'ils remplacent. Ces derniers, employés avec avantage dans de certaines circonstances, comme, par exemple, dans le cas où ils reçoivent des arbres peu chargés et tournant avec une grande vitesse, ne peuvent être généralement appliqués aux tourillons de roues hydrauliques; non-seulement ils s'usent très-rapidement, mais encore il arrive fort souvent que l'usure n'est pas régulière et que les tourillons s'ovalisent.

Chaque palier est recouvert d'un chapeau demi-circulaire, en fonte, qui ne touche pas le tourillon; il ne sert qu'à conserver la graisse ou l'huile dont on doit toujours avoir le soin de garnir les coussinets.

Pour le diamètre à donner à ces tourillons, qui portent une grande charge, et en général aux tourillons de roues hydrauliques de divers systèmes, nous croyons devoir renvoyer aux règles pratiques et aux tables exposées dans un article spécial de ce traité à la suite des roues à augets.

DÉTAILS DE LA ROUE HYDRAULIQUE

Tourteaux et bras de la roue. — Les cinq tourteaux G, ou croisillons de fonte à huit branches, sont montés sur l'arbre à égale distance (1); leur ouverture intérieure est plus grande que la section de l'arbre, afin de permettre d'introduire des

(1) Comme l'échelle adoptée pour le dessin n'a pas permis de faire voir toute la largeur de cette roue, on n'a pu représenter que trois de ces croisillons sur la planche 3; mais il est facile d'en déterminer la place respective.

coins en bois que l'on y chasse avec force et dans des directions différentes. On doit, tout en cherchant à bien assujettir ces tourteaux, s'attacher à les centrer aussi exactement que possible, par rapport à leur contour extérieur; puis, pour que les coins ne tendent pas à glisser, on cloue sur tout le contour de l'arbre, de chaque côté des tourteaux, des tasseaux en bois qui ont aussi l'avantage de cacher le joint.

Chacune des huit branches qui garnissent les croisillons forme une espèce de boite rectangulaire, composée de trois côtés n'ayant pas plus de 0m013 à 0m014 d'épaisseur.

Les bras R de la roue sont en bois de chêne, emboîtés, par une extrémité, dans ces branches, et fixés chacun par deux boulons à écrous; la nervure peu saillante *o*, qui termine chaque branche, est encastrée dans l'épaisseur de ces bras, pour retenir ceux-ci et diminuer l'effet de l'effort de traction sur les tiges de boulons qui n'ont pas plus de 0m018 de diamètre.

Ce mode d'assembler les bras de la roue avec son arbre est bien préférable à celui que l'on employait dans les premiers temps, et qui consistait soit à traverser l'arbre de part en part, ce qui l'affaiblissait considérablement et exigeait par cela même qu'on lui donnât des dimensions beaucoup plus fortes, soit à y fixer, dans toutes les directions, des montants ou traverses qui, outre l'inconvénient de compliquer l'assemblage et de rendre la roue fort lourde, avaient encore celui de la faire moins solide.

L'autre extrémité des bras est taillée en forme de tenon, pour s'assembler avec les cordons ou couronnes S de la roue. Les fig. 10 et 11, pl. 4, montrent bien cet assemblage; mais, pour maintenir le tenon dans sa mortaise, il est indispensable d'employer une bride de fer méplat *p*, qui embrasse le cordon, et vient, par ses deux branches, s'encastrer des deux côtés du bras; on traverse ensuite ce dernier et les brides par une clavette de fer légèrement conique, laquelle, lorsqu'on la serre, opère un fort tirage qui tend à faire joindre les deux pièces très-fortement; il est utile que cette clavette glisse entre deux clefs à talons, également en fer, pour que le serrage ait lieu sur toute la largeur du bras.

Des cordons ou couronnes. — Les cordons S sont aussi en bois de chêne de 0m108 d'épaisseur sur 0m160 de large dans le sens du rayon; il en existe évidemment autant que de tourteaux. Chaque cordon se compose de huit cintres dont les joints d'assemblage se trouvent toujours entre deux bras; ces joints se font suivant des lignes concourant au centre de la roue; on y chasse au milieu une languette qui leur est perpendiculaire; puis sur les côtés plans et parallèles des cordons, on incruste des plates-bandes de fer méplat *r*, qui, d'un bout, se terminent par une espèce de talon ou légère partie coudée, entaillée dans le bois. Ces plates-bandes, comme les brides *p*, n'ont que 6 à 7 millimètres d'épaisseur, sur 0m048 de largeur; elles sont percées chacune de trois trous, dont deux cylindriques pour le passage des boulons à ergots qui doivent les fixer à l'un des cintres, et le troisième est rectangulaire pour le passage des clavettes et des deux clefs à talons, dans le cintre contigu, et au moyen desquelles on doit rapprocher les deux parties du joint.

Des coyaux ou bracons. — Il est aisé de concevoir que, par les assemblages adop-

tés pour la construction des bras et des couronnes, les *coyaux* T, sur lesquels doivent être fixées les aubes de la roue, ne doivent pas se rencontrer dans les joints, car ceux-ci se trouveraient trop affaiblis par les mortaises qu'on est obligé de pratiquer dans toute la largeur des cordons pour l'ajustement des queues de ces coyaux. Il faut pour cela que le nombre de coyaux et, par conséquent, le nombre d'aubes soient divisibles par celui des bras ou des cintres qui composent une couronne.

Les queues des coyaux ont une largeur de 0m081, à l'extérieur de la couronne, et sont formées par des lignes concourant au centre de la roue; leur épaisseur est égale à 0m055, leur tenon n'a que 0m030 en dedans des couronnes; elles sont traversées par des clefs ou coins en bois, qui doivent être fortement serrés pour les retenir; leur ajustement dans les cordons doit d'ailleurs être fait avec beaucoup de soin : il est même prudent de vérifier de temps à autre si quelques-unes de ces pièces ne bougent pas, afin de remédier à leur ajustement, sans quoi on risquerait d'en éprouver des accidents.

Chaque coyau se prolonge à l'extérieur des cordons d'une quantité égale à la profondeur donnée aux aubes : leur côté, sur lequel celles-ci sont posées, forme le prolongement même du rayon, mais le côté opposé ne lui est pas parallèle; le coyau diminue de largeur de manière à n'avoir que 0m054 vers la circonférence extérieure.

Pour des roues dont les aubes sont beaucoup plus profondes, et dont les coyaux sont eux-mêmes par suite sensiblement plus longs, leur équarrissage doit nécessairement augmenter. Ainsi on leur donne 0m10 à 0m11 sur 0m07 à 0m08 à la partie la plus forte près des couronnes, quand ils doivent avoir 1m à 1m20 de longueur.

Des aubes et contre-aubes. — La plupart des roues à aubes, à coursier circulaire, ont été, pendant longtemps, construites avec des aubes existant sur toute la profondeur; mais, sur le conseil d'un ingénieur recommandable, M. Bélanger, professeur à l'École centrale, il en a été établi depuis avec des contre-aubes inclinées. Ces dernières, placées au fond, forment environ un angle de 45 degrés avec le plan des aubes sur lequel elles s'appuient, et à peu près le même angle avec les secondes contre-aubes, qui alors sont cylindriques, puisqu'elles s'appliquent contre le pourtour extérieur des couronnes.

Par cette disposition, on peut éviter cette espèce de choc produit par la chute de l'eau, qui, en sortant de l'orifice, tend à se projeter le long de l'aube et frapper la contre-aube cylindrique qui lui est perpendiculaire.

Lorsqu'il existe une contre-aube inclinée, on conçoit que ce choc doit être sensiblement amorti; l'eau qui arrive vers elle tend à monter suivant son plan incliné, et retombe immédiatement sur l'aube. Cette action ne peut être que favorable au mouvement de la roue; aussi on reconnaît, en effet, que, lorsqu'elle est en marche, l'admission se fait sans secousses, sans produire ces espèces de réactions que l'on a pu remarquer dans certaines roues à coursier.

Chaque aube U se compose d'une ou de plusieurs planches en bois de chêne, mais plus souvent en bois d'orme, de 0m025 à 0m027 d'épaisseur, levées à la scie

seulement (il est évident qu'il serait inutile de les raboter); elle est fixée sur les coyaux par deux boulons à tête de champignon et à tige carrée au collet, avec des écrous à quatre ou six pans. Le bord extérieur seulement doit être dressé et un peu en biseau, afin de laisser le moins possible de jeu entre elle et la paroi du coursier : il ne faut pas compter plus de 2 à 3 millimètres.

Comme le bois se renfle par l'humidité, il arrive souvent que, lorsqu'on a dressé toutes les aubes d'une roue, au bout de très-peu de temps, elles frottent le long du coursier; il faut avoir le soin de vérifier si ce frottement est sensible, parce qu'il serait susceptible de faire briser les aubes : on doit leur donner un léger coup de rabot sur l'arête extérieure. On est obligé de renouveler cette opération pendant les premiers jours de marche de la roue.

Les contre-aubes cylindriques V sont seulement clouées sur la circonférence extérieure des couronnes : elles sont aussi de même bois que les aubes et de même épaisseur : aussi les planches dont elles se composent peuvent aisément prendre le cintre de ces couronnes; on n'a aucune préparation à faire par avance. Les contre-aubes inclinées X coupées, sur les deux bords opposés, en biseaux, pour s'appliquer sur les aubes planes et sur les contre-aubes cylindriques, sont clouées sur des tasseaux triangulaires en bois *s*, que l'on a préalablement fixés sur les coyaux.

Quand ces divers assemblages et ajustements sont bien faits, il est bien rare que quelques parties de la roue se dérangent : elle peut marcher des années entières sans qu'on ait besoin d'y faire aucune réparation; mais, comme nous l'avons dit, il est très-important que les joints soient bien confectionnés, que les cales ou clavettes soient fortement serrées. Il est prudent, enfin, de vérifier de temps à autre si rien ne bouge ou ne tend à prendre du jeu dans quelques parties, afin de pouvoir y porter remède aussitôt.

On a pensé, pendant longtemps, que les aubes ne devaient pas plonger dans l'eau inférieure, et à cet effet on recommandait de placer la roue assez élevée, et de former un ressaut à l'extrémité du coursier immédiatement au-dessous de l'axe de la roue, comme dans les roues à aubes courbes du système de M. Poncelet. Mais, depuis plusieurs années, on a pu facilement reconnaître cette erreur; car, tant que les aubes ne plongent que d'une quantité égale à l'épaisseur de la lame d'eau qui y est admise, l'effet utile n'en est pas diminué, au contraire la chute est mieux utilisée. Lorsque le niveau inférieur est susceptible de varier, comme dans le cas de la roue que nous étudions, les aubes plongent d'une plus grande quantité, et, comme le niveau supérieur ne change pas, la hauteur de la chute est nécessairement réduite, et, par suite, la puissance de la roue; toutefois elle peut encore tourner, eu égard au décroissement d'effet utile, qui reste à très-peu près proportionnel à la chute, tant que les aubes ne sont pas noyées de plus de 0^{m}25.

Une roue de ce genre, mais avec des aubes de 0^{m}65 de profondeur, établie par les mêmes constructeurs à La Ferté-sous-Jouarre, où elle est alimentée par la rivière le *Petit-Morin,* qui se jette dans la Marne, fait encore bien marcher les moulins lorsqu'elle plonge de 0^{m}40 dans l'eau inférieure; les aubes se dégagent aisément et sans crachement.

Les mêmes ingénieurs ont aussi établi, à Beaumont, près de Châlon-sur-Saône, sur une chute variable de 1 mètre à 1m60, une roue de côté à coursier de 5m50 de diamètre extérieur, avec des aubes de 1m30 de profondeur et en partie prolongées dans l'intérieur de la roue, parce qu'elle est susceptible de se mouvoir étant noyée à plus de 0m65 de profondeur, et d'admettre, par suite, de très-fortes épaisseurs de lames d'eau (voir la pl. 5.).

Dans le cas de ces aubes très-profondes, on supprime complétement les contre-aubes, et cependant l'eau n'entre pas dans l'intérieur de la roue. Afin que la même roue puisse admettre de faibles lames d'eau, comme cela peut avoir lieu dans quelques mois de l'année, on s'est arrangé pour pouvoir placer entre les deux grandes aubes, qui ont 0m72 d'écartement à la circonférence extérieure, une autre intermédiaire plus courte, que l'on enlève alors dans les fortes eaux.

Engrenage placé sur l'arbre de la roue. — Pour transmettre le mouvement de la roue hydraulique au gros mécanisme des moulins, et, par suite, aux appareils accessoires, on a monté sur son arbre une roue droite en fonte Y, de 4m670 de diamètre primitif, et composée de deux parties réunies au moyeu par quatre forts boulons, puis, aux extrémités et au milieu des bras, par d'autres boulons plus courts (fig. 6 et 7, pl. 4). La denture de cet engrenage est en fonte brute de 0m27 de largeur et 0m0733 de pas. Il porte 200 dents et engrène à la fois avec deux pignons droits Z, en fonte, ayant 1m26 de diamètre primitif; ces pignons, ajustés libres sur leurs arbres, peuvent y tourner fous, lorsqu'on débraie les manchons en fonte, par lesquels leur mouvement doit se transmettre. (*V.* le plan général, fig. 3.)

Le moyeu de la roue est carré, afin de se placer sur la partie carrée correspondante de l'arbre, et n'y est pas ajusté exactement, mais au contraire avec un jeu de 0m020 à 0m025, pour permettre de la centrer par rapport à sa circonférence extérieure. On a eu le soin d'incruster par avance, sur chacune des quatre faces de l'arbre, des platines en fer *t*, afin de recevoir la pression des boulons qui traversent le moyeu, et que l'on serre au degré convenable. Ces boulons ne sont pas taraudés dans la fonte, parce que les filets n'y résisteraient pas suffisamment; mais ils ont des écrous carrés en fer, logés dans l'épaisseur même du moyeu (fig. 6 et 7), et des contre-écrous à six pans, plus minces, placés en dehors, les maintiennent solidement pour les empêcher de se desserrer.

Deversoir et vannes de décharge. — Le déversoir, placé en amont de la roue hydraulique, et que nous n'avons pu figurer sur les dessins, a plus de 10 mètres de large; ainsi il peut servir de régulateur tant que les crues ne sont pas très-considérables; sur l'Essonne les crues et les abaissements subits résultent plutôt des moments d'arrêt des usines supérieures que de l'irrégularité proprement dite de la rivière.

Deux vannes de décharge, dont l'une A′ est en partie représentée sur le plan fig. 2, sont à la suite du déversoir, près de la roue. Ces vannes prennent de fond et ont chacune 0m76 de largeur; la hauteur de leur seuil au niveau supérieur est de 1m08. Ainsi, lorsqu'elles sont entièrement ouvertes, elles peuvent dépenser au moins 3 mètres cubes d'eau par seconde.

Les fig. 18 et 19 ci-dessous représentent la disposition qu'on donne habituellement aux vannes de décharge, et particulièrement dans le cas présent, où il s'en trouve deux à côté l'une de l'autre, vu le grand volume d'eau à débiter, ce qui obligerait, s'il n'en existait qu'une, à lui donner des dimensions qui en rendraient la manœuvre difficile et pénible.

Fig. 18

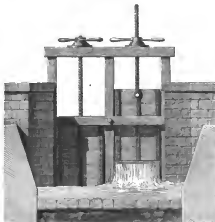




Fig. 19.

Ces vannes sont en chêne et mobiles dans des poteaux également en chêne, réunis par un chapeau commun; on les manœuvre chacune à l'aide d'une vis de rappel en fer à double filet, fixée à la partie supérieure, et traversant un écrou en cuivre, que l'on tourne avec une manivelle double; chaque écrou est maintenu dans une pièce de fonte adaptée sur le chapeau, et qui l'empêche de monter, sans cependant nuire à son mouvement de rotation; ainsi, en tournant l'écrou, on fait monter ou descendre la vis qui le traverse, et, par suite, la vanne qui s'y trouve suspendue.

La figure ci-dessus indique bien en quoi consiste cette disposition.

Mais on donne également au mécanisme une autre disposition, dans laquelle la vis est remplacée par une crémaillère engrenant avec un pignon dont l'axe est muni d'une manivelle; le même axe porte un encliquetage pour maintenir la vanne parfaitement invariable à toutes les hauteurs.

Afin de mieux fixer les idées sur ces deux façons de disposer le mécanisme des

vannes, nous donnons les figures suivantes, qui suffiront pour faire comprendre en quoi les deux modes diffèrent.

La fig. 20 est le détail en coupe verticale et en plan du mouvement par une vis, que nous avons dit être appliqué aux vannes ci-dessus.

La fig. 21, disposée de même façon, comme vue de détail, indique le mouvement de levée par une crémaillère et un pignon.

Fig. 20.

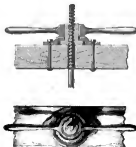
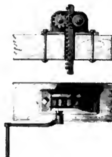


Fig. 21.



Une grille B', pl. 3, composée de plusieurs barreaux, en fer méplat, de 0m06 de large sur 0m007 d'épaisseur, et espacés de 0m08 à 0m09, est placée en travers du bras de la rivière pour arrêter tous les corps flottants et les empêcher d'arriver sur la roue, ce qui pourrait occasionner des accidents plus ou moins graves.

Ces barreaux, placés dans une direction légèrement inclinée, traversent une pièce de bois qui est scellée, par ses extrémités, dans les murs latéraux, et sont soutenus, à leur partie inférieure, dans une seconde pièce parallèle à la première; elles se terminent par une poignée qui permet de les enlever aisément, ce qui a lieu quand, ayant fermé la vanne plongeante, on ouvre celle de décharge pour laisser emporter tous ces corps légers et nettoyer ainsi la rivière.

La seconde pièce de bois, scellée, comme la première, par ses extrémités, se trouve au-dessus d'une excavation, que l'on pratique au fond du canal, pour y recevoir les corps lourds, qui y auraient été emmenés par le courant et qui viendraient obstruer la grille et la charger; de cette sorte, on ne diminue pas sensiblement la section du canal d'arrivée de l'eau.

On place souvent la grille en aval de la vanne de décharge, afin qu'en ouvrant celle-ci la plus grande partie des objets qui viennent s'y arrêter puissent s'en échapper. Une excavation C' est aussi pratiquée en amont, derrière la vanne; elle est assez large pour qu'au besoin on puisse y descendre et nettoyer. Toute cette partie doit être en maçonnerie, et couverte, lorsqu'il est possible, avec de larges dalles.

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES

SUR LES ROUES HYDRAULIQUES DE COTÉ A AUBES PLANES ET A COURSIER CIRCULAIRE

APPLICATION A LA ROUE PRÉCÉDENTE

Largeur de la roue. — La principale dimension à déterminer dans une roue hydraulique est sa largeur considérée dans le sens de l'axe. Si, d'un côté, cette largeur est trop petite, elle ne permet d'effectuer toute la dépense d'eau disponible que sous de trop fortes épaisseurs de lames d'eau et en marchant avec de grandes vitesses ; si, d'un autre côté, elle est trop grande, la roue devient trop volumineuse, plus chère à établir, et, dans le cas des sécheresses, l'épaisseur de la lame d'eau serait trop faible pour lui permettre de marcher, à la vitesse convenable, sans une grande perte d'effet utile.

Or, des données de M. Bélanger, comme des expériences nombreuses de M. Morin, il résulte que la meilleure disposition à adopter pour la construction d'une roue de côté, à aubes planes, emboîtée dans un coursier circulaire, est celle dans laquelle l'orifice est formé par une vanne en déversoir, et lorsque cette vanne est abaissée de 0m20 à 0m25 au-dessous du niveau général du réservoir.

La largeur de la roue de côté, qui nous occupe, a été déterminée d'après les données suivantes :

1° En admettant que l'épaisseur de la lame d'eau ou la hauteur de l'orifice en déversoir fût ordinairement de 0m23 ;

2° En adoptant pour dépense moyenne 1200 litres par seconde, comme nous l'avons dit plus haut.

Nous pouvons voir, par la table n° 48, relative aux dépenses par orifices en déversoir, qu'avec une hauteur d'orifice de 0m23, on peut effectuer une dépense de 188 litres par 1″ et par mètre de large, et que, par conséquent, la largeur à donner à la vanne, pour effectuer la dépense de 1200 litres, est de (50) :

$$1200 \div 188 = 6^{m}38.$$

Les constructeurs lui ont donné 6m48.

Mais il faut observer aussi que cette largeur est diminuée de toute celle du poteau en fonte qui est placée au milieu, et qui est de 0m16 ; ainsi la largeur de la vanne n'est réellement que de 6m32.

La largeur des roues dépendant, par conséquent, de la dépense à effectuer et de l'épaisseur de lame d'eau admise, comme on est quelquefois limité pour la largeur par les dispositions locales, il peut être intéressant de connaître promptement le rapport numérique existant entre ces différentes parties, et dans un certain nombre de cas.

Nous avons, à cet effet, calculé la table suivante, qui donne les largeurs qu'il convient d'adopter pour des dépenses de 100 à 1200 litres par 1″, sous des épaisseurs de lames de 12c5 à 40 centimètres.

TABLE RELATIVE

AUX LARGEURS A DONNER AUX ROUES HYDRAULIQUES

A AUBES PLANES, RECEVANT L'EAU EN DÉVERSOIR.

QUANTITÉ D'EAU dépensée par 1''.	LARGEURS CORRESPONDANTES AUX HAUTEURS OU ÉPAISSEURS DE LAMES D'EAU.					
	HAUTEUR 12c 3.	HAUTEUR 13 cent.	HAUTEUR 17c 2.	HAUTEUR 20 cent.	HAUTEUR 22c 3.	HAUTEUR 25 cent.
En litres.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.
100	1.30	1.00	0.72	2.63	0.53	0.47
125	1.62	1.25	0.97	2.81	0.69	0.59
150	1.93	1.50	1.17	2.97	0.53	0.70
175	5.27	1.72	1.36	1.13	0.96	0.52
200	2.60	2.00	1.56	1.30	1.10	2.24
225	2.92	2.25	1.75	1.46	1.51	1.06
250	3.25	2.50	1.55	1.02	1.37	1.17
275	3.57	2.75	2.14	1.72	1.21	1.29
300	3.90	3.00	2.34	1.95	1.65	1.41
325	4.23	3.23	2.53	2.11	1.79	1.53
350	4.55	3.50	2.73	2.27	1.92	1.64
375	4.87	3.75	2.92	2.43	2.06	1.76
400	2.20	4.00	3.12	2.60	2.20	1.88
425	3.52	4.25	3.31	2.76	5.34	5.01
450	2.85	4.50	3.51	2.92	2.47	5.41
475	2.17	4.75	3.70	3.08	2.61	5.23
500	2.50	5.06	3.90	5.25	5.75	5.35
550	7.12	2.50	4.29	3.27	3.02	2.58
600	7.80	2.00	4.68	3.90	3.30	2.82
650	5.15	6.50	2.07	4.22	3.57	3.05
700	2.10	7.00	5.12	4.55	3.85	3.29
750	2.75	7.50	3.85	4.87	4.13	5.52
800	10.40	5.00	2.34	2.20	4.40	3.76
850	11.05	8.50	2.63	2.52	4.67	4.00
900	11.70	0.00	7.02	2.85	4.95	4.23
950	12.35	2.50	7.44	2.17	5.22	4.46
1000	13.00	10.00	7.80	2.50	2.50	4.70
1050	13.65	10.50	5.19	2.82	2.77	4.23
1100	14.30	11.00	2.58	7.12	5.05	5.17
1150	14.95	11.50	2.97	7.17	2.32	2.40
1200	15.00	12.00	9.36	7.80	2.60	2.64

TABLE RELATIVE

AUX LARGEURS A DONNER AUX ROUES HYDRAULIQUES

A AUBES PLANES, RECEVANT L'EAU EN DÉVERSOIR.

QUANTITÉ d'eau dépensée par 1''.	LARGEURS CORRESPONDANTES AUX HAUTEURS OU ÉPAISSEURS DE LAMES D'EAU.					
	HAUTEUR 27c5.	HAUTEUR 30 cent.	HAUTEUR 32c5.	HAUTEUR 35 cent.	HAUTEUR 37c5.	HAUTEUR 40 cent.
En litres.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.	Largeur en m.
100	0.44	0.36	0.32	0.28	0.25	0.22
125	0.54	0.42	0.42	0.35	0.31	0.29
150	0.61	0.51	0.48	0.42	0.37	0.34
175	0.72	0.63	0.56	0.47	0.44	0.40
200	0.82	0.72	0.64	0.56	0.50	0.46
225	0.92	0.81	0.72	0.63	0.56	0.52
250	1.02	0.90	0.80	0.70	0.62	0.57
275	1.12	0.99	0.88	0.77	0.69	0.63
300	1.23	1.08	0.96	0.84	0.75	0.69
325	1.33	1.17	1.04	0.91	0.81	0.75
350	1.43	1.26	1.12	0.98	0.87	0.80
375	1.54	1.35	1.20	1.0·	0.94	0.86
400	1.64	1.44	1.28	1.12	1.00	0.92
425	1.74	1.53	1.36	1.19	1.06	0.98
450	1.84	1.62	1.44	1.26	1.12	1.03
475	1.95	1.71	1.52	1.33	1.18	1.09
500	2.05	1.80	1.60	1.40	1.25	1.15
550	2.25	1.98	1.76	1.54	1.37	1.26
600	2.46	2.16	1.92	1.68	1.50	1.38
650	2.66	2.34	2.08	1.82	1.62	1.49
700	2.87	2.52	2.24	1.96	1.75	1.61
750	3.07	2.70	2.40	2.10	1.87	1.72
800	3.28	2.88	2.56	2.24	2.00	1.84
850	3.48	3.06	2.72	2.38	2.12	1.95
900	3.69	3.24	2.88	2.52	2.25	2.07
950	3.89	3.42	3.04	2.66	2.37	2.18
1000	4.10	3.60	3.20	2.80	2.50	2.30
1050	4.30	3.78	3.36	2.94	2.62	2.41
1100	4.51	3.96	3.52	3.08	2.75	2.53
1150	4.71	4.14	3.68	3.22	2.87	2.64
1200	4.92	4.32	3.84	3.36	3.00	2.76

Diamètre de la roue. — Le diamètre d'une roue de ce genre n'est pas rigoureusement déterminé, car il n'influe pas directement sur l'effet utile qu'elle peut rendre; cependant on conçoit qu'il ne doit pas être trop petit, car alors l'eau pourrait s'admettre trop près de la ligne horizontale passant par le centre, et même au-dessus de cette ligne, ce qui serait un grave inconvénient; de même qu'il ne doit pas être trop grand, car les dimensions exagérées ne font qu'augmenter le volume et le poids de la roue, et, par suite, la charge et les frottements des tourillons.

En général, pour des chutes de 2 à 3 mètres, il convient de donner au rayon extérieur de la roue, au moins la hauteur moyenne de la chute, augmentée de deux fois l'épaisseur de la plus forte lame d'eau qui doit passer au-dessus de la vanne plongeante.

Ainsi, dans le cas ci-dessus, la hauteur de la chute étant limitée à 2m475,

Le rayon de la roue ne pouvait pas avoir moins de............	2m475
Plus deux fois l'épaisseur de la plus forte lame	0m600
C'est-à-dire	3m075

Ce qui correspond à un diamètre de 6m150 :

on lui a donné 6m30.

Des roues de même système, établies sur des chutes de 2m60 à 2m70, n'ont quelquefois pas plus de diamètre extérieur.

Vitesse de la roue. — La vitesse qu'il convient de donner à une roue hydraulique de côté doit être, suivant la théorie, égale à la moitié de celle due à la hauteur de l'orifice, c'est-à-dire de 1m00 à 1m10 dans ce cas; cependant la pratique prouve qu'on peut, sans inconvénient, s'écarter assez sensiblement de cette règle, et faire marcher la roue avec une vitesse de 1m50 à 1m60 par 1″ au besoin, ce qui peut être, dans diverses circonstances, d'un très-grand avantage.

La roue représentée sur les dessins, fait moyennement 3 tours par minute, et les engrenages de transmission de mouvement sont calculés pour faire faire aux meules, dans le même temps, 120 révolutions, vitesse reconnue pratiquement la plus convenable, dans le système de mouture américaine, pour des meules de 1m30 de diamètre.

La vitesse moyenne à la circonférence extérieure des aubes est donc de 1m021 par seconde; ainsi, lorsque la hauteur de l'orifice est de 0m24, dans lequel cas la vitesse correspondante de l'eau est de 2m170, comme le montre la 2e colonne de la table, n° 48, le rapport de la vitesse de la roue à celle de l'eau = 0,47. Si la hauteur de l'orifice se réduit à 0m15, ce qui suppose que la dépense ne serait que de

$$101^{\text{lit.}} \times 6^{m}32 = 638 \text{ litres par } 1'',$$

la vitesse de l'eau correspondante n'est plus que de 1m716, et, dans ce cas, le rapport de la vitesse de la roue (qui reste la même) à celle de l'eau, devient 0,595.

Nombre d'aubes, leur capacité. — Quoique le nombre d'aubes ne puisse être rigoureusement fixé, il importe cependant que leur écartement ne soit pas beaucoup plus grand que la plus forte épaisseur de la lame d'eau passant sur la vanne. Nous avons vu que, par le système de construction adopté pour la roue, il est nécessaire que le nombre d'aubes puisse être divisible par le nombre de bras, afin qu'il ne se rencontre pas un coyau, dans l'assemblage même d'un bras avec la couronne. Or, comme le diamètre extérieur de la roue est de 6m50, ce qui correspond à une circonférence de 20m42, en lui donnant, comme on l'a fait, 64 aubes, le plus grand écartement existant entre celles-ci est de 0m32; avec cette distance, on ne doit généralement pas admettre une épaisseur de lame d'eau de plus de 0m25 à 0m26, car, à 0m27, elle commence à cracher, l'admission ne peut se faire complétement, l'eau rejaillit dans l'intérieur et il se produit des secousses continues.

Ainsi donc, il faut compter pour l'écartement à donner aux aubes d'une roue hydraulique recevant l'eau par un orifice en déversoir, environ le tiers ou au moins le quart en plus de la hauteur de cet orifice, et s'arranger d'ailleurs pour que le nombre d'aubes soit divisible par le nombre de bras.

Pour des roues de 3m50 à 4m75 de diamètre, il suffit de six bras par chaque cordon, et pour des roues de 5 à 7 mètres, on doit compter toujours 8 bras par cordon; ce nombre doit évidemment augmenter pour des roues au-dessus de 7 mètres, cas extrêmement rare.

Quant à la capacité formée par les aubes, le coursier et les murs latéraux, elle doit être au moins le double du volume d'eau dépensé. On pourra donc toujours déterminer la profondeur à donner aux aubes, en connaissant la plus grande dépense à effectuer. En effet, admettant, comme il a été trouvé aux moulins de la Réserve, que le plus grand volume d'eau disponible soit de 1340 litres (ou 1m.c.340) par seconde, puisque la vitesse de la circonférence extérieure de la roue est de 1m021, la quantité d'aubes contenues dans cet espace est égale à

$$1^m021 \div 0^m32 = 3{,}19;\ \text{donc}\ 1^{m.c}340 \div 3{,}19 = 0^{m.c}430\ \text{environ},$$

volume d'eau contenu dans chaque aube ou auget pendant la marche de la roue; si la capacité de l'auget est double, elle doit donc être de 0m.c.86.

Mais le produit de la largeur réduite 6m32 de la roue, par la distance 0m32 de deux aubes consécutives, est égal à 2m022;

$$\text{on a donc}\ 0^{m.c.}86 \div 2^m022 = 0^m42$$

pour la profondeur des aubes; mais comme la distance des aubes n'est pas la même au fond qu'aux extrémités, comme d'ailleurs le fond est encore rétréci par les contre-aubes inclinées à 45 degrés, et qu'enfin la capacité est diminuée par l'épaisseur même des planches dont ces aubes et contre-aubes sont composées, il faut évidemment augmenter cette profondeur; c'est pourquoi les constructeurs lui ont donné 0m49, depuis le bout de l'arbre jusqu'à la circonférence extérieure des cordons.

EFFET UTILE DE LA ROUE

La force absolue d'un cours d'eau est, ainsi qu'on l'a dit, le produit du volume d'eau dépensé par 1″ (exprimé en kilogrammes) par la hauteur de chute exprimée en mètres. Ainsi, lorsque la dépense est de 1300 litres ou 1300 kilogrammes par 1″, et que la hauteur totale de la chute est de 2m475, le produit de 1300 kilogrammes par 2m475, exprime en *kilogrammètres* la force absolue; on peut encore l'évaluer en chevaux-vapeur, en divisant le résultat par 75; on aurait donc

$$3217^{\text{km}} : 75 = 43 \text{ chevaux.}$$

L'estimation de la force d'une chute d'eau donnée, sur laquelle on se propose d'établir un moteur hydraulique, est une opération qui se présente très-fréquemment, et qui doit se faire la plupart du temps avec une grande promptitude, et pour ainsi dire d'un coup d'œil.

C'est pour faciliter cette appréciation que nous avons calculé encore les tables suivantes, qui donnent les résultats cherchés pour un grand nombre de cas.

Nous admettons dans la première de ces tables que les chutes d'eau varient depuis 0m75 jusqu'à 7 mètres, et les volumes d'eau, depuis 50 litres jusqu'à 4000 litres; la force brute correspondante est exprimée en kilogrammètres, c'est-à-dire le produit des litres ou des kilogrammes par des mètres.

Dans la seconde table, nous avons calculé les forces utiles en chevaux de 75 kilogrammètres, par rapport à des forces brutes variables depuis 50 kilogrammètres jusqu'à 4,000, et en admettant que les rapports correspondants soient successivement de 50, 60, 65, 70 et 75 pour cent.

A l'aide de ces tables, il est facile d'estimer approximativement la puissance disponible d'un cours d'eau, et la force utile que l'on peut espérer en obtenir.

Il suffit de chercher dans la 1re table, en regard du volume d'eau exprimé en litres, et dans la colonne qui correspond à la hauteur de chute donnée, le nombre correspondant qui exprime, en kilogrammètres, la puissance brute disponible. Ainsi, supposons que le volume d'eau soit 850 litres et la chute 2m50, on trouve (2e page de la 1re table) 2125 kilogrammètres pour résultat.

Avec la deuxième table, page 80, on peut aussi, sans faire de calculs, savoir ce que l'on peut utiliser d'un cours d'eau dont on a ainsi déterminé la force brute. Ainsi, en admettant que le système du moteur puisse permettre de compter sur un rendement de 70 pour 100 (quelquefois, suivant la promesse du constructeur), et que cette force soit, par exemple, 1200 kilogrammètres, on trouve dans la sixième colonne, et vis-à-vis du chiffre 1200 de la première, 11,20 chevaux pour résultat.

TABLE DES FORCES BRUTES

PRODUITES AVEC DIFFÉRENTES CHUTES ET DÉPENSES D'EAU PAR SECONDE.

VOLUMES d'eau en litres.	PUISSANCES DISPONIBLES EN KILOGRAMMETRES AVEC DES HAUTEURS DE						
	0ᵐ75	1ᵐ00	1ᵐ25	1ᵐ50	1ᵐ75	2ᵐ00	2ᵐ25
50	37.5	50	62.5	75	87.5	100	112.5
75	51.25	75	93.7	112.5	131.2	150	168.7
100	75	100	125	150	175	200	225
125	93.7	125	156.2	187.5	218.7	250	271.2
150	112.55	150	187.5	225	262.5	300	337.2
175	131.25	175	208.7	262.5	306.2	350	393.7
200	150	200	250	300	350	400	450
225	168.75	225	281.2	337.5	393.7	450	348.2
250	187.5	250	312.5	375	437.5	500	562.5
275	206.25	275	343.7	412.5	481.2	550	618.7
300	225	300	375	450	525	600	672
350	262.5	350	437.5	525	612.2	700	787.2
400	300	400	500	600	700	800	900
450	337.5	450	562.2	675	787.5	900	1012.5
500	375	500	625	750	875	1000	1125
550	412.2	550	787.5	825	962.2	1100	1237.5
600	450	600	750	900	1050	1200	1350
650	487.5	650	812.5	975	1137.5	1300	1462.5
700	525	700	875	1050	1225	1400	1575
750	552.5	750	937.5	1125	1312.5	1500	1687.5
800	600	800	1000	1200	1400	1600	1800
850	637.5	850	1062.5	1275	1487.5	1700	1912.5
900	675	900	1125	1350	1575	1800	2025
950	712.5	950	1187.5	1425	1662.5	1900	2137.5
1000	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250
1050	787.5	1050	1312.2	1575	1837.5	2100	2362.5
1100	825	1100	1375	1650	1925	2200	2475
1150	862.5	1150	1437.2	1725	2012.5	2300	2587.5
1200	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700
1300	975	1300	1625	1950	2275	2600	2925
1400	1040	1400	1750	2100	2450	2800	3150
1500	1125	1500	1875	2250	2625	3000	3375
1600	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600
1700	1275	1700	2125	2550	2975	3400	3825
1800	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050
1900	1425	1900	2375	2850	3325	3800	4275
2000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
2500	1875	2500	3125	3750	4375	5000	5625
3000	2250	3000	3750	4500	5250	6000	6750
3500	2625	3500	4375	5250	6125	7000	7875
4000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000

SUITE DE LA TABLE DES FORCES BRUTES

PRODUITES AVEC DIFFÉRENTES CHUTES ET DÉPENSES D'EAU PAR SECONDE.

VOLUMES d'eau en litres.	PUISSANCES DISPONIBLES EN KILOGRAMMÈTRES AVEC DES HAUTEURS DE						
	2ᵐ50	2ᵐ75	3ᵐ00	3ᵐ25	3ᵐ50	3ᵐ75	4ᵐ00
50	125	137.2	150	162.2	175	185	200
75	187.2	206.2	225	243.7	262.2	281.2	300
100	250	275	300	325	350	375	400
125	312.2	343.7	375	406.2	437.2	468.7	500
150	375	412.2	450	487.2	525	555	600
175	437.2	481.2	525	568.7	612.5	656.2	700
200	500	550	600	650	700	740	800
225	562.5	618.7	675	731.2	787.5	832.2	900
250	625	687.5	750	812.2	875	925	1000
275	687.5	756.2	825	893.7	962.5	1031.2	1100
300	750	825	900	975	1050	1110	1200
350	875	962.5	1050	1137.2	1225	1295	1400
400	1000	1100	1200	1300	1400	1480	1600
450	1125	1237.2	1350	1462.2	1572	1665	1800
500	1250	1375	1500	1625	1750	1850	2000
550	1375	1512.5	1650	1787.5	1922	2043	2200
600	1500	1650	1800	1950	2100	2220	2400
650	1625	1787.2	1950	2112.2	2275	2405	2600
700	1750	1925	2100	2275	2450	2590	2800
750	1875	2062.5	2250	2437.5	2625	2775	3000
800	2000	2200	2400	2600	2800	2960	3200
850	2125	2372	2550	2762.2	2975	3142	3400
900	2250	2475	2700	2925	3150	3330	3600
950	2375	2612.2	2850	3087.2	3325	3515	3800
1000	2500	2750	3000	3250	3500	3700	4000
1050	2625	2887.5	3150	3412.2	3672	3885	4200
1100	2750	3025	3300	3575	3850	4070	4400
1150	2875	3162.5	3450	3737.5	4025	4255	4600
1200	3000	3300	3600	3900	4200	4440	4800
1300	3250	3575	3900	4225	4550	4810	5200
1400	3500	3850	4200	4650	4900	5180	5600
1500	3750	4125	4500	4875	5250	5550	6000
1600	4000	4400	4800	5200	5600	5920	6400
1700	4250	4675	5100	5525	5950	6290	6800
1800	4500	4950	5400	5850	6300	6660	7200
1900	4750	5225	5700	6175	6650	7030	7600
2000	5000	5500	6000	6700	7000	7400	8000
2500	6250	6875	7500	8125	8750	9250	10000
3000	7500	8250	9000	10050	10500	11100	12000
3500	8750	9625	10500	11675	12250	12950	14000
4000	10000	11000	12000	12400	14000	14800	16000

SUITE DE LA TABLE DES FORCES BRUTES

PRODUITES AVEC DIFFÉRENTES CHUTES ET DÉPENSES D'EAU PAR SECONDE.

VOLUMES d'eau en litres.	PUISSANCES DISPONIBLES EN KILOGRAMMETRES AVEC DES HAUTEURS DE 4m25	4m50	4m75	5m00	5m50	6m00	7m00
50	212.5	225	237.5	250	275	300	350
75	318.7	337.5	356.2	375	412.5	450	525
100	425	450	475	500	550	600	700
125	531.2	562.5	593.7	625	687.5	750	875
150	637.5	675	712.5	750	825	900	1050
175	733.7	787.5	831.2	875	962.5	1050	1225
200	850	900	950	1000	1100	1200	1400
225	956.2	1012.5	1068.7	1125	1237.5	1350	1575
250	1062.5	1125	1187.5	1250	1375	1500	1750
275	1168.7	1237.5	1306.2	1375	1512.5	1650	1925
300	1275	1350	1425	1500	1650	1800	2100
350	1487.5	1575	1662.5	1750	1925	2100	2450
400	1700	1800	1900	2000	2200	2400	2800
450	1912.5	2025	2137.5	2250	2475	2700	3150
500	2125	2250	2375	2500	2750	3000	3500
550	2337.5	2475	2612.5	2750	3025	3300	3850
600	2550	2700	2850	3000	3300	3600	4200
650	2762.5	2925	3087.5	3250	3575	3900	4550
700	2975	3150	3325	3500	3850	4200	4900
750	3187.5	3375	3562.5	3750	4125	4500	5250
800	3400	3600	3800	4000	4400	4800	5600
850	3612.5	3825	4037.5	4250	4675	5100	5950
900	3825	4050	4275	4500	4950	5400	6300
950	4137.5	4275	4512.5	4750	5225	3700	6650
1000	4250	4500	4750	5000	5500	6000	7000
1050	4462.5	4725	4987.5	5250	5775	6300	7350
1100	4675	4950	5225	5500	6050	6600	7700
1150	4887.5	5175	5462.5	5750	6325	6900	8050
1200	5100	5400	5700	6000	6600	7200	8400
1300	5525	5850	6175	6500	7150	7800	9100
1400	5950	6300	6650	7000	7500	8400	9800
1500	6375	6750	7125	7500	8250	9000	10500
1600	6800	7200	7600	8000	8800	9600	11200
1700	7225	7650	8075	8500	9350	10200	11900
1800	7650	8100	8550	9000	9900	10800	12600
1900	8075	8550	9025	9500	10450	11400	13300
2000	8500	9000	9550	10000	11000	12000	14000
2500	10625	11250	11925	12500	13750	15000	17500
3000	12750	13500	14300	15000	16500	18000	21000
3500	14875	15750	16675	17500	19250	21000	24500
4000	17000	18000	19000	20000	22000	24000	28000

DEUXIÈME TABLE DES PUISSANCES UTILISÉES,

PROPORTIONNELLEMENT AUX FORCES BRUTES DES CHUTES D'EAU, ET EXPRIMÉES EN CHEVAUX DE 75 KILOGRAMMÈTRES.

FORCES BRUTES en kilogrammèt.	FORCES UTILISÉES EN CHEVAUX DANS LE RAPPORT DE					
	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75
50	0.33	0.37	0.40	0.43	0.47	0.50
75	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75
100	0.67	0.73	0.80	0.87	0.94	1.00
125	0.83	0.92	1.00	1.09	1.17	1.25
150	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
175	1.17	1.27	1.40	1.51	1.63	1.75
200	1.33	1.46	1.60	1.73	1.87	2.00
225	1.50	1.65	1.80	1.95	2.10	2.25
250	1.67	1.83	2.00	2.15	2.34	2.50
275	1.83	2.01	2.20	2.39	2.57	2.75
300	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00
350	2.33	2.56	2.80	3.03	3.27	3.50
400	2.67	2.93	3.20	3.47	3.74	4.00
450	3.00	3.30	3.60	3.90	4.20	4.50
500	3.33	3.66	4.00	4.34	4.67	5.00
550	3.67	4.03	4.40	4.77	5.14	5.50
600	4.00	4.40	4.80	5.20	5.60	6.00
650	4.33	4.77	5.20	5.63	6.07	6.50
700	4.67	5.13	5.60	6.07	6.54	7.00
750	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50
800	5.33	5.86	6.40	6.94	7.47	8.00
850	5.67	6.23	6.80	7.37	7.94	8.50
900	6.00	6.60	7.20	7.80	8.40	9.00
950	6.33	6.97	7.60	8.23	8.87	9.50
1000	6.67	7.33	8.00	8.67	9.34	10.00
1050	7.00	7.70	8.40	9.10	9.80	10.50
1100	7.33	8.06	8.80	9.54	10.27	11.00
1150	7.67	8.43	9.20	9.97	10.74	11.50
1200	8.00	8.80	9.60	10.40	11.20	12.00
1300	8.67	9.53	10.40	11.27	12.13	13.00
1400	9.33	10.27	11.20	12.13	13.07	14.00
1500	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00
1600	10.67	11.73	12.80	13.87	14.94	16.00
1700	11.33	12.47	13.60	14.74	15.87	17.00
1800	12.00	13.20	14.40	15.60	16.80	18.00
1900	12.67	13.93	15.20	16.47	17.74	19.00
2000	13.33	14.67	16.00	17.33	18.67	20.00
2500	16.67	18.33	20.00	21.67	23.34	25.00
3000	20.00	22.00	24.00	26.00	28.00	30.00
3500	23.33	25.66	28.00	30.33	32.67	35.00
4000	26.67	29.33	32.00	34.67	37.34	40.00

Malgré le peu d'étendue de ces tables, comparativement aux circonstances diverses, si nombreuses, qui peuvent se présenter en pratique, on peut néanmoins, par des approximations, résoudre beaucoup de problèmes dont les données ne se trouveraient pas directement dans la table.

Si, par exemple, la hauteur de la chute ou le volume donné ne se trouve pas exactement dans la table, il est évident qu'il doit être compris entre deux nombres successifs, toujours assez rapprochés pour que l'on puisse faire une évaluation suffisamment exacte.

Ainsi, supposons la dépense de 1350 litres et la chute de 1m75, on ne trouve dans la colonne qui représente cette hauteur que les nombres 2275 litres et 2450 litres correspondants à 1300 kilogrammètres et 1400 kilogrammètres, il est évident que la force cherchée correspondante à 1350 doit être d'environ 2362 kilogrammètres. De même, si au lieu de 1m75 la hauteur de la chute était de 1m85, comme la différence qui existe entre ce nombre et 1m75 est de 0m10, qui, multiplié par la dépense, devrait produire 135 kilogrammètres, cela revient à ajouter à 2362 kilogrammètres le dixième de 1350 litres : soit, en somme, 2497 kilogrammètres pour la force cherchée.

Quant à la deuxième table, elle est indispensable pour traduire instantanément un résultat théorique donné en un effet utile correspondant, qui varie avec le système de moteur employé, et le soin qui a été apporté dans sa construction.

Suivant le système de moteur que l'on adopte, suivant la dimension qu'on lui donne, et suivant aussi des circonstances variables de localités, dont il faut quelquefois tenir compte, on doit estimer le rapport de l'effet utile à obtenir, rapport qui peut être de 0,70 à 0,75, si l'on est bien favorisé sur tous les points, c'est-à-dire si on a une chute constante de plus de 1m50, par exemple, et un volume d'eau qui ne change presque pas pendant toute l'année. Mais ce rapport peut se réduire à 0,60 ou 0,65 et même à 0.50 ou 0,55, si les hauteurs de chute sont variables, si la rivière est susceptible d'engorgement, si les dépenses d'eau varient elles-mêmes aussi notablement, et enfin si la chute est de beaucoup inférieure à 1m40.

Une roue hydraulique qui, dans les meilleures circonstances, avec peu de variations, ne donnerait pas au moins 65 pour 100, serait évidemment vicieuse, et démontrerait que l'on n'a pas utilisé complétement toute la puissance disponible.

Cette deuxième table offre le même avantage que la précédente sous le rapport des évaluations qu'il serait nécessaire de faire, si le nombre proposé ne s'y trouvait pas exactement.

Il est évident, néanmoins, que les résultats que cette dernière table fournit ne sont qu'approximatifs; mais dans la pratique on n'en est certainement pas à quelques kilogrammètres près ou à quelque fraction de cheval; pour le plus grand nombre de personnes, usiniers, propriétaires ou manufacturiers, et même pour la plus grande partie des constructeurs, cette approximation est tout à fait suffisante, et d'ailleurs, il faut l'avouer, il n'y a aucune règle théorique qui puisse donner pratiquement plus d'exactitude.

EXPÉRIENCES SUR LES ROUES A AUBES PLANES, EN DÉVERSOIR

Les roues de côté, à aubes planes, à coursier circulaire, et recevant l'eau en déversoir, lorsqu'elles sont bien établies, comme nous venons de le voir, peuvent utiliser 70 à 75 pour 100 de la force absolue du cours d'eau. Les expériences de M. Morin démontrent en effet qu'on peut, dans la plupart des cas, atteindre ce chiffre. Cependant, ayant eu occasion de faire, sur la roue de Corbeil et sur plusieurs autres roues semblables, quelques expériences comparatives, nous sommes bien aise de les résumer ici, pour faire voir surtout quelle est la quantité de blé moulu dans un temps donné. Il est essentiel, en effet, dans toutes les circonstances, de connaître le travail dont un moteur est capable, parce que c'est sur ce travail que l'on établit ses comptes de revient, les comptes de fabrication, et souvent, par suite, les bénéfices présumables que l'on peut réaliser.

Il résulte de ces expériences qu'en dépensant une force moyenne de 20 chevaux sur la roue de Corbeil, et en faisant marcher avec cette puissance six paires de meules, dont 4 du 1er système en amont, et 2 autres du second système en aval, on a pu nettoyer et moudre, en 17 heures, un poids total de blé de 5270 kilogrammes. Il est à remarquer que, pendant ce temps, les gros engrenages de chaque système étaient en mouvement avec les arbres verticaux qui se prolongent jusqu'au cinquième étage, ainsi que les appareils de nettoyage et de blutage, les vis sans fin à blé et à boulange, les rateaux, les monte-sacs, etc.

On voit donc qu'avec cette force on a réduit par heure 310 kilogrammes, ce qui revient à dire qu'avec le travail absolu d'un cheval ou 75 kilogrammètres par 1″, on peut écraser $15^{k}5$ de blé par heure ou $0^{k}0043$ par seconde; par conséquent 1000^{km} de travail moteur dans une seconde correspondent à $0^{k}0573$ de blé moulu.

Si nous admettons pour l'instant que la roue utilise 0,70 de la puissance motrice absolue, nous pourrons dire que l'ouvrage fait par 1000^{km} de cette puissance absolue correspond à une force utile de 700^{km}; mais, suivant M. Taffe, dans un tel moulin, on doit compter les 4/7 de la force utile employés pour les gros mouvements et la mise en marche de tous les accessoires : il ne reste donc réellement que 300^{km} sur les 1000^{km} de force absolue qui sont directement appliqués à moudre les $0^{k}0573$ de blé par seconde, c'est-à-dire qu'avec 1000^{km} de travail utilisé, on moud par 1″, $0^{k}19$; or, suivant M. Navier, 1000^{km} de puissance utile correspondent à $0^{k}18$ de blé moulu par seconde. On peut donc en conclure que la roue de Corbeil utilisait plus de 70 pour 100 de la puissance motrice absolue.

Sur une roue du même genre, établie au moulin de l'Etang, chez M. Laperche, à Provins, on a obtenu les résultats suivants :

Avec six paires de meules on a pu moudre 8025^{k} de blé en 24 heures.

L'épaisseur de la lame d'eau ou la hauteur verticale de l'orifice en déversoir étant

de 0^m25, la chute totale est de 2^m80, et la largeur donnée à la roue est de 2^m76; la dépense d'eau par seconde était donc

$$212 \times 2^m76 = 585 \text{ litres (voyez la table n° 48)},$$

$$\text{et la force totale absolue} = 585 \times 2^m8 = 1638^{km}$$

ou 21,9, soit 22 chevaux-vapeur.

Ainsi, avec la force absolue d'un cheval, on a moulu 15^k2 de blé par heure.

Nous devons remarquer que, dans les deux circonstances précédentes, les blés étaient beaux et de bon choix, et ont rendu, de premier jet, 60 à 62 pour 100 en farine première qualité destinée à la boulangerie de Paris. Or, plus l'on cherche, dans cette fabrication, à obtenir des farines premières, plus on doit dépenser de force motrice pour moudre une quantité donnée de blé. Nous avons eu occasion de nous rendre compte de cette assertion aux moulins de Plombières, près Dijon, qui, montés par les mêmes constructeurs, avec deux moteurs hydrauliques, disposés comme celui de Corbeil, des engrenages aussi bien faits, des appareils de nettoyage et de blutage semblables, ont donné des quantités de travail supérieures à celles que nous venons de citer. En effet, la dépense d'eau faite sur l'une des roues, s'effectuant par un orifice en déversoir de 0^m29 de hauteur sur 3^m25, était de 865 litres par seconde; la chute d'eau étant de 2^m76, la force totale absolue du moteur était donc

$$865 \times 2^m76 = 2388^{km} = 32 \text{ chevaux-vapeur.}$$

La quantité de blé moulu a été de 1400 kilogrammes en 24 heures, ce qui correspond à 18 kilogrammes par cheval-vapeur et par heure; il y avait 7 paires de meules en action, et les meules étaient très-vives et toutes nouvellement rhabillées. Ces moulins travaillent pour la boulangerie de Lyon, qui emploie autant, et quelquefois plus de farines secondes que de farines premières.

Cette différence de travail obtenue avec une même force motrice, est encore bien plus sensible lorsqu'on compare ces moutures à celles faites pour l'administration de la guerre; non-seulement les diverses qualités de farine ne sont pas séparées, mais encore on n'en extrait que 15 à 20 pour 100 au plus de résidu; il en résulte que la mouture est plus grossière, les meules ont moins besoin d'être affleurées, et la dépense de force est moindre pour concasser une même quantité de blé dans un temps donné.

Note. Depuis l'époque à laquelle ces divers essais ont été faits, les progrès accomplis, tant dans la construction des appareils que dans leur entretien journalier, et la conduite générale des moulins, permettent d'obtenir un rendement en farine première qui s'élève aujourd'hui à environ 20 kilogrammes de blé moulu par heure et par force de cheval. Nous avons, du reste, signalé ce résultat dans un article spécial sur la meunerie, inséré dans le 6e volume de notre *Publication industrielle*.

Nous croyons qu'il sera intéressant d'ajouter à ces données pratiques la relation d'une expérience qui a été faite sur une roue de côté à palettes plongeantes, établie à Dugny, près Paris, par MM. Cartier et Armengaud aîné.

Cette expérience, d'abord provoquée par suite d'une légère contestation entre le propriétaire et les constructeurs, a servi aussi à établir l'avantage du système de roues, dont les palettes plongent d'une certaine quantité dans le bief inférieur, sur celles qui ne font que raser la surface, et dont le coursier se termine par un ressaut.

Le système de roues à palettes plongeantes, comme la roue de corbeil, est dû à MM. Coriolis et Bellanger. Les expériences, dont nous allons donner les résultats principaux, ont été faites avec le plus grand soin par M. Rüdler, ingénieur à la manufacture des tabacs, en présence de MM. Leverrier et Antiq.

M. de Caligny en a présenté à l'Académie des Sciences un rapport dont nous donnons ici un résumé succinct.

Cette roue a 4m68 de diamètre extérieur, et 3m60 de large; ses aubes, au nombre de quarante, ont 0m56 de profondeur, c'est-à-dire qu'elles sont planes dans le prolongement du rayon sur une longueur de 0m43, le reste étant formé par l'hypoténuse d'un triangle rectangle de 0m19 environ.

Elle est emboîtée le plus haut possible dans un coursier circulaire en pierre de taille; la vanne en déversoir introduit l'eau sur les aubes, dont le mouvement produit en quelque sorte la première dénivellation. Le fond courbe de la roue étant recouvert de planches, à l'exception d'une fente horizontale, de 0m06 environ, pour le dégagement de l'air sous chaque aube, sa vitesse ne paraît pas influer bien sensiblement sur le débit de la vanne déversoir.

Les aubes plongeaient dans le bief inférieur, à une profondeur de 0m30. La chute, vérifiée de nouveau au moment de l'expérience, était de 1m33; l'axe de la roue, à 0m71 au-dessus du niveau supérieur de la rivière. La vitesse normale de l'usine exigeait que l'extrémité des palettes parcourût environ 1m06 par seconde.

Le jaugeage de la dépense d'eau, fait avec beaucoup de précautions, a donné 494 litres par seconde, donnant pour la chute 657 kilogrammètres, ou 8,76 chevaux théoriques.

Le frein a été monté sur un troisième arbre vertical qui faisait de 26 à 32 révolutions par minute, contre un peu plus de 4 tours de la roue hydraulique. Il a été fait ainsi une série de quinze expériences, dont les résultats sont consignés par ordre dans le tableau suivant.

La 1re colonne du tableau indique le numéro d'ordre de chaque expérience, et les colonnes suivantes contiennent les résultats qu'elles ont respectivement donnés.

La 2e indique les nombres de tours effectués par l'arbre sur lequel était monté le frein;

Les 3e et 4e, la vitesse que le poids du frein tendait à prendre, et l'intensité de ce poids;

Les colonnes 5 et 6 indiquent la puissance pratique résultante, en kilogrammètres et en chevaux.

TABLE DES EXPÉRIENCES AU FREIN

FAITES SUR LA ROUE DE DUGNY, LE 16 JUIN 1844.

NUMEROS des EXPÉRIENCES.	NOMBRE DE TOURS de l'axe vertical par minute.	CHEMIN VERTICAL du poids par seconde.	POIDS du PLATEAU.	FORCE PRATIQUE en kilogrammètres.	FORCE PRATIQUE en chevaux.
1	26,50	8,62	62,50	538,75	7,18
2	27	8,78	62,50	548,75	7,31
3	26	8,46	62,50	528,75	7,05
4	26,50	8,62	62,50	538,75	7,18
5	26,50	8,62	62,50	538,75	7,18
6	26	8,46	62,50	528,75	7,05
7	29	9,44	54,50	514,48	6,86
8	29	9,44	54,50	514,48	6,86
9	30	9,76	52,50	512,40	6,83
10	30	9,76	52,50	512,40	6,83
11	30,50	9,92	50,50	500,96	6,68
12	31	10,09	48,50	499,45	6,65
13	31,50	10,35	49,50	512,32	6,77
14	32	10,41	47,50	494,47	6,59
15	32	10,41	47,50	494,47	6,59

En comparant la force théorique, que nous avons vue être égale à 657 kilogrammètres ou 8,76 chevaux, avec les valeurs inscrites dans les deux dernières colonnes du tableau, on trouve que l'effet utile moyen des quinze expériences, disponible sur le troisième axe, est de 0,7876.

Il n'est que d'environ 0,77 pour les neuf dernières, la roue marchant moyennement à sa vitesse normale.

Mais pour les six premières, il s'élève à 0,817 environ; et si l'on prend l'effet maximum de 7,31 chevaux, on trouve 0,834.

Le maximum d'effet correspondait en résumé à 27 tours de l'arbre vertical, et était égal à 7,31 chevaux;

Avec 26t·50, on avait 7,18 chevaux;
— 26t·00, — 7,05 —
— 29t·00, — 6,86 —
— 32t·00, — 6,69 —

Pour connaître réellement la force disponible sur l'axe de la roue, et pouvoir comparer le système à celui des autres moteurs, il faudrait ajouter à l'effet utile le frottement dépensé par les deux roues d'engrenage, ce qui élèverait sans doute le rendement maximum à près de 90 pour 100.

POIDS DE LA ROUE HYDRAULIQUE ET DE SES ACCESSOIRES

Il est souvent essentiel de se rendre compte du poids de toutes les pièces qui composent une roue hydraulique, soit pour pouvoir en estimer le prix de revient suivant les localités, soit pour en calculer la charge, et par suite les dimensions de l'arbre et de ses tourillons. Ayant sur la roue qui nous occupe des données précises, il nous est facile de les transcrire, persuadé d'ailleurs qu'elles ne seront pas sans intérêt, du moins pour les constructeurs.

PIECES QUI COMPOSENT LA ROUE DE CORBEIL.

	Poids des pieces.
Un arbre en chêne de 8^m60 de long et d'une section moyenne de $0^m47^{déc.}$ carrés, pesant environ..................................	$3730^{kil.}$
2 tourillons de fer avec manchons à 4 ailes en fonte, pesant ensemble	396
6 fortes frettes de fer ajustées sur les fusées de l'arbre............	216
5 tourteaux de fonte montés et calés sur l'arbre..................	1250
40 bras en chêne assemblés sur ces tourteaux pour porter les couronnes..	1040
5 couronnes, ou cordons, composées chacune de 8 morceaux.....	1160
320 coyaux en chêne..	720
320 clefs et 320 goussets aussi en chêne.........................	320
80 clavettes droites en fer et 160 clavettes à talons également en fer.	86
80 boulons à tête carrée et écrous à 6 pans........ 80 *id.* à tête de champignon avec ergot........ 640 *id.* *id.* et à collet carré... } ensemble..	138
80 plates-bandes et 40 étriers de fer méplat de 0^m06 de large sur 0^m006 d'épaisseur...	163
64 aubes en orme de 6^m48 de largeur dans le sens de l'axe, et de 0^m025 d'épaisseur.................... 64 contre-aubes planes inclinées, et 64 contre-aubes cintrées, également en orme et de même épaisseur.... }	5300
Roue droite dentée en fonte de 4^m67 de diamètre, en deux parties.	4200
TOTAL..........................	$18719^{kil.}$

Ainsi les deux tourillons de l'arbre de cette roue supportent ensemble un poids de plus de 18700 kilogrammes, qui doit encore être augmenté de la charge d'eau lorsque la roue est en marche.

ROUES HYDRAULIQUES DE COTÉ DE DIFFÉRENTS SYSTÈMES

ROUE DE GRANDE PUISSANCE A PALETTES PLANES PROLONGÉES

ROUE EN FONTE ET EN BOIS A AUBES PROLONGÉES

ROUE A NIVEAU MAINTENU DANS LES AUBES, DE M. SAGEBIEN

ROUE A AUBES COURBES, DE M. PONCELET

(PLANCHE 5.)

Après avoir décrit le système de roue hydraulique de côté à aubes planes et à coursier circulaire, tel que nous conseillons de l'adopter dans les circonstances ordinaires, nous sommes bien aise de faire voir que ces roues sont susceptibles d'être modifiées dans certains cas, et que, dans le mode de construction surtout, elles peuvent être très-différentes, soit parce qu'elles seront entièrement en bois, soit parce qu'on voudra les faire complétement en métal, ou bien partie en métal et partie en bois.

Dans le système que nous avons montré précédemment, on a vu que toutes les parties principales, à l'exception des tourteaux, étaient en bois; ainsi les bras, les couronnes, l'arbre et les coyaux sont en chêne, et les aubes et contre-aubes sont en orme.

Les deux roues représentées fig. 1 et 5, pl. 5, diffèrent sensiblement de la première, en ce que, d'une part, l'une est construite presque exclusivement en fonte et en fer : les aubes seules sont en bois; et l'autre, aussi en fonte de fer, a ses coyaux et ses aubes en bois. D'un autre côté, leur caractère distinctif est de n'avoir pas de contre-aubes; mais les aubes sont prolongées vers le centre même des roues, et cette particularité est surtout sensible dans la seconde, représentée fig. 5.

Toutes les fois, ainsi que nous l'avons fait voir, qu'on n'arrive pas à des dimensions exagérées, et qu'on peut admettre sans inconvénient de faire dépenser l'eau sur les roues de côté par des orifices en déversoir qui ne dépassent pas 24 à 28 centimètres de hauteur, on se trouve dans de très-bonnes conditions : on peut suivre, par conséquent, le modèle que nous avons donné pour l'établissement de ce genre de moteur. Mais lorsque les dépenses sont considérables, ou bien lorsqu'on est limité pour la largeur de la roue, il faut, de toute nécessité, admettre des lames d'eau plus fortes, des orifices qui dépassent 30 centimètres de hauteur, et alors on doit nécessairement donner plus de profondeur aux aubes, et en même temps plus d'écartement. Il faut, de plus, supprimer entièrement les contre-aubes pour ne pas éprouver de réaction, de secousses, ni de pression latérale contre l'arbre. C'est ainsi qu'on

est amené à avoir une disposition de roue à palettes analogue à celle des fig. 1 et 5, disposition que nous conseillons d'adopter dans un grand nombre de cas (1).

La roue qui vient à la suite des deux précédentes, quoique analogue, à première vue, quant à la forme extérieure, à celles en usage depuis longtemps, repose néanmoins sur un principe de construction entièrement nouveau.

On doit cette innovation à M. Sagebien, ingénieur, qui en a déjà appliqué plusieurs avec lesquelles il a obtenu les résultats les plus satisfaisants et les moins douteux; car les expériences ont été faites devant des ingénieurs bien connus et très-compétents en pareille matière.

Cette roue semble réaliser un principe des plus importants de la mécanique hydraulique, lequel consiste à se servir de l'eau sans lui faire éprouver de chocs pendant son action sur le récepteur, et de la laisser s'écouler dans le bief inférieur avec la plus petite vitesse possible; et c'est certainement à l'exactitude de ce fait qu'est dû son rendement exceptionnel.

Elle a encore ce grand avantage de constituer un moteur qui peut dépenser jusqu'à 1200 litres par mètre de largeur, condition bien précieuse lorsqu'on a beaucoup d'eau et peu de chute, dans lequel cas on est entraîné avec les roues ordinaires à leur donner une largeur considérable.

Nous allons décrire deux dispositions différentes imaginées par le même ingénieur, et basées sur le même principe.

La première de ces deux dispositions correspond aux applications les plus générales, pour des chutes inférieures à 2 mètres.

L'autre disposition s'applique à des chutes plus élevées, et même à celle de 2 mètres, si le diamètre de la roue, construite suivant la première disposition, se trouvait trop grand pour la localité proposée.

Nous donnons sur la même pl. 5 une roue de côté du système à aubes courbes imaginé depuis plusieurs années par M. le général Poncelet.

Quoique cette roue soit connue depuis longtemps, on n'est pas encore bien d'ac-

(1) Nous avons été témoin d'une circonstance bien fâcheuse pour le constructeur d'une roue de côté destinée à faire marcher plusieurs piles à papier ou machines à broyer les chiffons, telles que celles que nous avons publiées dans le tome IV de notre *Recueil industriel*. Il s'était trompé sur la largeur à donner à cette roue, qui, pour dépenser le volume d'eau nécessaire à faire mouvoir les piles, exigeait une capacité plus grande, et qui était malheureusement limitée, d'une part, par des contre-aubes ou fonçures, et de l'autre, par la largeur du coursier comprise entre les deux murs latéraux, lesquels servaient justement de soutien au bâtiment; l'élargissement de la roue était donc impossible, à moins de démolir ces murs et par suite une grande partie du bâtiment; le plus simple était évidemment de supprimer les contre-aubes, et de prolonger les aubes vers le centre pour augmenter la capacité et admettre une plus forte épaisseur de lame d'eau. Sans doute, ce ne pouvait être aussi convenable que d'avoir une roue plus large, mais au moins, comme l'eau ne manquait pas à cette usine, c'était le moyen de la dépenser, et d'en tirer le meilleur parti, avec le moins de frais, le moins de désavantage possible.

Quoi qu'il en soit, cette modification n'a pas été faite; le constructeur, condamné par arbitres à refaire une roue d'une capacité suffisante, a préféré aller devant les tribunaux, et a eu la mauvaise chance de gagner en première instance; de là, appel en Cour royale, où il a perdu complétement, et, par suite, obligation de payer des dommages et intérêts, qui, avec les frais et à cause du chômage qui a eu lieu pendant près de deux années, se sont élevés au delà de la valeur totale du matériel qu'il avait monté, c'est-à-dire à plus de 50,000 francs

cord sur les services qu'elle peut rendre, faute peut-être d'avoir tenu compte de l'idée qui a présidé à sa combinaison.

Nous avons pensé qu'on ne verrait pas sans intérêt la description d'une roue de ce genre, construite récemment, et sous l'inspiration directe de son auteur primitif.

Cette roue a été établie à la poudrerie d'Angoulême, sous la direction de M. le capitaine de Lacollonge, qui a bien voulu nous fournir les renseignements nécessaires pour en faire la publication.

ROUE A AUBES PLANES PROLONGÉES

Construite dans les ateliers de M. PIHET

(FIG. 1, PL. 5.)

Cette roue, d'une construction assez remarquable, a été établie pour marcher avec des volumes d'eau variables sur une très-grande étendue.

Le vannage, qui est double, est disposé pour dépenser l'eau soit en déversoir, soit par orifice chargé, suivant le volume disponible et la hauteur de la chute.

Comme, en résumé, la quantité d'eau pouvait être souvent très-considérable par rapport à la largeur totale de la roue, il devenait nécessaire de pouvoir admettre de fortes épaisseurs de lame; et, comme aussi la vitesse de l'eau devait nécessairement être supérieure à celle ordinaire dans l'un comme dans l'autre des deux modes de son admission, on a dû adopter des aubes longues et sans contre-aubes.

Construction de la roue. — La roue comprend cinq croisillons dans le sens de sa largeur, qui est de 6 mètres, largeur correspondante à l'orifice d'admission. Ces croisillons sont formés chacun de quinze bras A, en fer méplat de 4 cent. d'épaisseur près du centre sur 16 cent. de largeur; ils vont en diminuant dans les deux sens vers la circonférence.

Les tourteaux en fonte B, auxquels les bras sont boulonnés, sont calés sur l'arbre C, qui est en tôle et cylindrique dans toute sa longueur. Cet arbre est composé de plusieurs manchons disposés bout à bout et réunis à chaque raccordement par une ceinture en fer rivée sur les deux parties comme un couvre-joint. L'intérieur est renforcé par une cloison en forte tôle *a*, soutenue elle-même sur chacune de ses faces par un fer à T. Les tourillons font partie chacun d'une pièce cylindrique de fonte boulonnée aux extrémités de l'arbre qui se trouve ainsi hermétiquement clos, et comme s'il était d'une seule pièce pleine.

Tous les bras d'un croisillon sont parfaitement reliés entre eux par trois couronnes de fer plat *c*, auxquelles se fixent également les faux-bras intermédiaires D et D′, qui forment, avec les bras principaux, les coyaux des aubes.

Les aubes E sont formées de planches en bois d'orme, et viennent en effet se boulonner avec les coyaux D et D′, qui sont en fer d'angle. A l'égard des bras A, qui

sont en fer plat, les aubes y sont fixées au moyen de boulons à crochets, comme l'indique le détail fig. 4.

Le caractère particulier de cette disposition est évidemment d'avoir de deux en deux une aube moitié plus courte que les autres. En examinant ce fait avec un peu d'attention, on comprend qu'il est parfaitement justifié par le peu de distance qui existerait entre les aubes si elles étaient toutes également prolongées. L'eau serait gênée dans sa circulation et produirait des pressions réactives contraires à un bon effet utile.

En supprimant au contraire la moitié des aubes de deux en deux, alternativement, il n'y a pas d'engorgement possible, et le poids de la roue sur ses tourillons se trouve diminué d'une charge inutile.

La longueur des aubes peut être considérée ici comme exceptionnelle : elle est de 2m60; mais l'admission de l'eau est aussi différente, comparativement aux autres roues de côté, où l'épaisseur de la lame d'eau ne dépassant généralement pas 25 cent., la vitesse absolue d'arrivée des filets liquides sur les aubes n'excède pas 2m20. Dans celle-ci, où l'eau est admise par pression dans certains cas, la vitesse de l'eau peut s'élever jusqu'à plus de 3 mètres par 1″; il en résulte que, si la vitesse de rotation du moteur ne doit pas être augmentée, l'eau conserve une vitesse relative très-considérable. Il est donc urgent d'avoir des aubes longues, afin que l'eau ne s'élance pas à l'intérieur de la roue, et qu'on puisse, en la conservant le plus longtemps possible sur l'aube, utiliser toute sa pression.

Vannage. — La fig. 2 représente l'un des deux systèmes de vannes qui correspondent à la largeur complète de l'orifice et de la roue.

Il est supposé ramené verticalement pour le mieux faire voir, et éviter les obliquités. Tout en n'en représentant que la moitié, nous avons encore été dans l'obligation, à cause du peu de place disponible sur la planche, d'en réduire la dimension en largeur, ce qui, du reste, n'en altère aucunement la forme générale.

La section horizontale fig. 3, faite suivant la ligne 1-2, indique comment la vanne inférieure est disposée par rapport aux coulisses.

L'ensemble du bâti comprend deux poteaux en charpente F, encastrés dans les murs latéraux et réunis à leurs parties supérieures par une forte traverse G. Le milieu de la largeur, ou l'intervalle entre les poteaux, est occupé par un montant de fonte H formant le guide mitoyen des quatre vannes. Nous avons déjà vu qu'on est conduit à diviser ainsi le vannage en deux parties, lorsque la largeur devient un peu considérable, afin d'éprouver moins de difficultés à soutenir le milieu qui subit le maximum de la poussée du fluide.

Ce vannage se distingue de beaucoup d'autres par les deux vannes I et J, situées l'une au-dessus de l'autre, et glissant dans les mêmes coulisses.

La vanne inférieure I est entièrement exécutée en tôle, renforcée de nervures en fer d'angle qui sont très-bien disposées pour assembler les feuilles entre elles, et donner de la rigidité à l'ensemble.

La vanne supérieure J, qui n'éprouve nécessairement qu'une bien faible poussée et qui n'est même pas toujours utilisée, est simplement en bois, d'une construction

presque identique à ce que nous avons fait voir précédemment. Le constructeur a néanmoins jugé convenable de soutenir les pièces dont elle est composée par deux barres *e* et une écharpe *f* pour mieux éviter qu'elle ne gauchisse.

Ces deux vannes sont soulevées par les quatre crémaillères *g* et *h*, engrenant avec les pignons *g'* et *h'*, fixés sur deux arbres parallèles *i*, *i'*, qui peuvent être manœuvrés isolément. Elles sont maintenues, comme à l'ordinaire, par des galets *j*, *k*, montés, les uns *j* sur des supports spéciaux, et les autres *k* sur l'un des arbres mêmes.

Ces deux vannes peuvent donc se rapprocher l'une de l'autre ou s'éloigner à volonté. On peut, en un mot, les disposer de façon à laisser entre elles un espace par lequel l'eau s'écoule avec charge, comme fig. 1re; ou bien élever celle supérieure au-dessus du niveau de l'eau, qui passe alors simplement au-dessus de la vanne I, et se dépense en déversoir.

En nous supposant dans la première de ces circonstances, il suffit pour suspendre l'admission de l'eau de baisser la vanne supérieure jusqu'à ce qu'elle touche l'autre, qui doit rester immobile, à moins que l'on ne veuille changer les conditions de marche.

Dans le second cas, où l'eau est dépensée en déversoir, on intercepte le passage de l'eau en remontant la vanne inférieure, qui s'appuie, comme à l'ordinaire, contre un col de cygne de fonte K.

Transmission du mouvement. — Dans bien des cas, on éprouve une certaine difficulté à monter sur l'arbre même de la roue le premier engrenage, sur lequel on prend le mouvement et la puissance du moteur; il faut, en effet, que l'arbre soit suffisamment prolongé, ce qui présente encore l'inconvénient d'éloigner l'un de ses supports, et de répartir inégalement sur eux le poids de la roue.

Dans la grande roue que nous avons décrite précédemment, l'arbre en bois se prêtait assez facilement à cette disposition; mais il n'en est pas moins vrai que la grande roue d'engrenage est fort coûteuse et d'un montage minutieux.

Lorsqu'on veut éviter ces deux inconvénients, de prolonger l'arbre de dehors de l'aubage, et de faire un engrenage d'aussi grande dimension, on dispose les choses ainsi qu'on l'a fait pour la roue qui nous occupe actuellement. On fixe à l'une des couronnes *c*, qu'elle soit en fer ou en bois, une couronne dentée, concentrique et sans bras, la denture située en dehors ou en dedans; cette couronne engrène avec une roue d'un plus petit diamètre, montée à l'extrémité d'un arbre qui traverse le mur de tampanne, sur lequel on fait reposer l'un de ses supports, et qui se prolonge à l'intérieur de l'usine pour y communiquer le mouvement.

Quant à faire de la couronne un engrenage extérieur ou intérieur, suivant que la denture est en dehors ou en dedans, cela dépend évidemment de la position occupée par le centre du moteur par rapport à celui de l'arbre de transmission, dont la place se trouve ordinairement désignée par la disposition de l'usine et des appareils à commander.

En parlant de ces engrenages, appelés justement *premiers-moteurs*, il est utile de faire remarquer tout le soin qu'on doit apporter dans leur confection, et surtout combien il est nécessaire de calculer convenablement leurs diamètres, afin de ne pas être amené à une denture monstrueuse.

Si nous prenons pour exemple la roue actuelle et que nous admettions, ce qui est en effet, que la couronne dentée soit placée sur le cercle *c* du milieu, l'effort à transmettre en ce point, exprimé en kilogrammes, est à peu près 1,5 de fois celui exercé à l'extrémité des palettes, puisqu'il se trouve situé, environ, aux 2/3 du rayon de la roue.

Or, la disposition du vannage, la largeur de la roue et sa vitesse sont telles, comme nous le verrons plus bas, que la résultante des pressions permanentes exercées à la circonférence de la roue peut aller à 5000 kilogrammes; d'où l'effort sur la denture devient :

$$5000 \times 1,5 = 7500 \text{ kilogrammes.}$$

Une denture de fonte établie pour résister à une pression semblable, et calculée suivant les règles ordinaires (voir *Publication industrielle*, 9ᵉ volume), donnerait des dimensions absolument impraticables : les dents n'auraient pas moins de 70 millimètres d'épaisseur sur 500 de largeur.

On ne donne guère en pareil cas que 40 à 45 millimètres sur 200 à 250, encore ces dimensions sont-elles énormes.

On ne peut néanmoins obtenir cette réduction sur les chiffres fournis par le calcul, qu'en employant de très-bonne fonte, à laquelle on a bien le soin de laisser la croûte, qui est beaucoup plus dure que l'intérieur de la matière, et en soignant la division des dents et le montage des pièces, afin d'éviter les chocs d'une manière absolue.

Calcul du travail de la roue dans un état de marche donné. — On a supposé sur le dessin (fig. 1ʳᵉ), que le vannage était disposé pour admettre l'eau par un orifice de 0^m35 de hauteur, avec une charge de 0^m40 sur le centre, la chute totale étant de 2^m00.

La table des dépenses par orifices chargés (38) indique que la dépense effectuée dans ces conditions, et par mètre de largeur, est de

588 litres par seconde,

la contraction supposée complète.

La même table donne pour vitesse initiale V due à la charge de 0,40 :

$$V = 2^m80 \text{ par } 1''.$$

Ces conditions étant établies et la chute connue, on peut calculer la puissance du moteur, ramenée à l'unité de 1 mètre de largeur dans le sens de l'axe.

Nous devons faire remarquer ici qu'on peut, en effet, évaluer la puissance d'une roue hydraulique, indépendamment de sa largeur absolue, à laquelle cette puissance reste proportionnelle, pour une même chute et un orifice de même hauteur avec une égale charge.

Ainsi, la dépense étant ici de 588 litres par mètre de largeur, et la chute de 2 mètres, on trouve (27) pour la force théorique correspondante :

$$F = 588 \times 2 = 1176 \text{ kilogrammètres;}$$

et en chevaux :

$$1176 \div 75 = 15^{ch} 68.$$

La vitesse V étant $2^m 80$, si la roue, dont le diamètre égale 8 mètres, était réglée pour marcher à la moitié de cette vitesse : soit $v = \frac{V}{2}$, le nombre de tours par minute serait (62) :

$$N = \frac{1^m 40 \times 60''}{8 \times 3{,}1416} = 3^t 3.$$

Cette roue représente, en résumé, une puissance, pour chaque mètre de largeur, égale à 15^{ch}·68, théoriquement, ce qui revient, avec un effet utile d'environ 70/00, à une force pratique égale à :

$$15{,}68 \times 0{,}7 = 10{,}976$$

soit 11 chevaux.

Comme sa largeur totale est de 6 mètres, elle est donc capable d'une puissance égale à :

$$11 \times 6 = 66 \text{ chevaux utiles,}$$

dans les conditions que nous avons supposées.

Nous croyons que cette méthode d'évaluation, basée sur l'unité de largeur, peut être de quelque utilité dans bien des cas. Elle permet non-seulement de compter par mètre, mais, par la même raison, par unité beaucoup plus petite, par décimètre par exemple.

On pourrait évidemment construire une table qui permettrait de calculer la puissance d'un moteur hydraulique, roue de côté ou en dessous, en prenant la figure de sa section tranversale comme base, attendu que le résultat total est absolument proportionnel à la largeur parallèlement à l'axe.

Ainsi, la chute et l'épaisseur de la lame étant données, il en résulte une certaine unité qui, étant multipliée par la largeur de l'orifice, donne par le produit la puissance totale de la roue.

Nous aurons l'occasion de revenir sur ce sujet en parlant d'un système de roue qui a été disposé pour marcher suivant des largeurs variables d'orifices, en vue de conserver à la lame son épaisseur, nonobstant les variations de la dépense d'eau.

ROUE DE FONTE ET DE BOIS A AUBES PROLONGÉES

Par MM. CARTIER et ARMENGAUD aîné

(FIG. 5 A 7, PL. 5.)

Cette roue a été construite pour faire marcher un moulin de quatre paires de meules, appartenant à M. Pinel, près de Châlon-sur-Saône. La chute sur laquelle elle est établie est variable depuis 1 mètre jusqu'à 1m 60; dans le cas où la hauteur est très-basse, la quantité d'eau disponible est considérable, mais elle est de beaucoup diminuée quand la hauteur est plus grande.

Il a donc fallu faire un vannage qui permît de dépenser une très-forte épaisseur de lame d'eau; il en résulte que le col de cygne en fonte A qui forme, comme on le sait, la tête du coursier, est placé à plus de 80 centimètres au-dessous du niveau supérieur de l'eau; et que la vanne plongeante de bois B est très-prolongée, pour permettre de fermer sur toute cette hauteur et descendre suffisamment dans le fond. Elle se manœuvre, au reste, comme habituellement, au moyen de deux crémaillères *a* et de deux pignons, montés sur le même axe, porté par des paliers assis sur le chapeau de vanne C, réunissant les poteaux en charpente F.

L'arbre D de la roue est en fonte, creux dans toute sa longueur; son corps est rond, renflé vers le milieu, et renforcé par quatre fortes nervures, qui sont encore augmentées de saillies à l'endroit où il doit recevoir les tourteaux ou les croisillons E, qui reçoivent les aubes. Les tourillons qui terminent cet arbre sont reçus dans des coussinets de bronze, ajustés dans ses paliers; ils ont 0m 13 de diamètre extérieur sur 0m 15 de longueur. Nous croyons qu'il eût été bien plus convenable de leur donner une plus grande longueur, de les faire le double, par exemple, du diamètre : quoique, dans le cas actuel, la roue n'étant pas très-lourde, ce ne soit pas indispensable.

En général, il est bon de donner aux tourillons de roues hydrauliques, comme aux arbres de transmission de mouvement susceptibles de transmettre des efforts plus ou moins considérables, des longueurs sensiblement plus grandes qu'on n'a osé le faire jusqu'ici. Le frottement des tourillons dans leurs coussinets n'est pas en raison de la largeur de ceux-ci, mais bien du diamètre et de la vitesse.

Si donc, on augmente la longueur du tourillon, on a l'avantage de diminuer notablement l'usure; la charge se répartit sur une plus grande étendue; chaque point de la surface fatigue moins, ayant moins à supporter.

La plupart des constructeurs comprennent cela aujourd'hui, et ne craignent pas de faire la longueur des tourillons égale à deux fois et deux fois et demie leur diamètre; et ce rapport peut même être dépassé lorsqu'il s'agit d'arbres de transmission marchant à de très-grandes vitesses.

Comme la roue est étroite (elle n'a que 2m50 de largeur), il a suffi de faire porter ses aubes par deux couronnes que les constructeurs ont fait fondre d'une seule pièce avec les croisillons E, qui sont à huit bras.

Pour rendre ces couronnes aussi légères que possible, ils ont eu le soin de ménager des évidements dans les intervalles qui existent entre les coyaux G, comme l'indiquent les détails fig. 6 et 7. A l'endroit des coyaux elles forment des espèces de boîtes rectangulaires, dans lesquelles ceux-ci sont ajustés avec soin et chassés de force, puis retenus en dedans par des coins ou des clavettes de bois *e*, qui n'ont pas moins de 10 centimètres de largeur dans le sens des rayons.

M. Chapelle, qui a aussi construit plusieurs roues de côté, fonctionnant très-bien, soit pour des filatures ou papeteries, soit pour des poudreries du gouvernement, a préféré mettre les coyaux par côté, comme le montrent les détails fig. 8 et 9, et les serrer par une clavette latérale *b*; cette disposition paraît, en effet, bien rationnelle, en ce qu'elle facilite considérablement l'ajustement du coyau qui est un peu à queue d'hironde; et le serrage de la clavette ayant lieu sur la longueur, suivant le rayon du cercle de la roue, on est bien plus certain d'éviter le jeu. Nous regardons donc ce mode de construction comme très-avantageux, surtout lorsque les coyaux ne doivent pas être prolongés en dedans des couronnes.

Comme dans la roue de M. Pinel les aubes H sont très-profondes, il était indispensable de les prolonger à l'intérieur, afin qu'elles fussent portées en dedans comme en dehors des couronnes, sans quoi elles n'auraient pas présenté la solidité nécessaire, lors même qu'on les aurait reliées par des cercles de fer à l'extérieur; les coyaux sont aussi évidemment prolongés de même, devant avoir pour longueur la largeur même des aubes, c'est-à-dire 1m30. Ces coyaux sont en chêne et portent, près des couronnes, 11 centimètres de largeur sur 8 centimètres d'épaisseur. Les aubes sont aussi en chêne, composées chacune de quatre planches de 0m325 de largeur sur 2m50 de longueur, et de 3 centimètres d'épaisseur, boulonnées sur les coyaux.

Cette roue ne fait que quatre révolutions par minute; elle transmet son mouvement au moulin par une couronne dentée de fonte, formée de plusieurs parties assemblées et réunies entre elles par des boulons, puis assujetties contre l'un des croisillons de fonte E. Mais, afin de laisser l'espace nécessaire pour le passage du pignon, qui est commandé par cette roue, pour qu'il ne rencontre pas, dans le mouvement de rotation, les nervures des bras de ce croisillon, et pour ne pas être gêné par son moyeu, on a dû interposer une couronne de bois qui sert de cale circulaire, existant sur toute la circonférence, et serrée avec le croisillon et la couronne dentée par les mêmes boulons.

Depuis que cette usine est montée, marchant constamment, aucune partie de cette roue n'a bougé; elle n'a exigé aucune réparation, malgré les fortes charges d'eau qu'elle reçoit, particulièrement en hiver. La grande profondeur donnée aux aubes, et le peu de vitesse de la roue, lui permettent de marcher, étant noyée, souvent de 70 à 80 centimètres dans l'eau inférieure.

ROUE DE COTÉ A NIVEAU MAINTENU DANS LES AUBES

Par M. SAGEBIEN

(FIG. 10, PL. 5.)

Tous les savants qui se sont occupés de la théorie des moteurs hydrauliques, tels que MM. Poncelet, Morin, d'Aubuisson, etc., ont démontré que les chocs de l'eau absorbent une grande partie de la force motrice, et on peut dire, qu'en cela, la pratique s'est toujours montrée d'accord avec la théorie.

M. Sagebien a judicieusement remarqué que, même dans les meilleurs systèmes de roues, le rendement était encore inférieur à ce que l'on serait en droit d'attendre; et il n'a pas hésité d'en attribuer la cause à la méthode d'introduction de l'eau, qui lui semble défectueuse sous le rapport de sa trop grande vitesse d'arrivée sur les aubes, d'où il résulte des chocs, et par suite des pertes de force vive.

Avec la disposition qu'il a adoptée, l'eau se maintient de niveau dans les aubes, et semble s'y reposer au lieu d'y arriver avec chute; par suite la roue ne possède qu'une faible vitesse à sa circonférence, ce qui lui permet de marcher noyée d'une quantité notable dans le bief d'aval.

Nous devons à l'obligeance de cet ingénieur les documents qui nous ont servi à décrire son principe, ainsi que les dessins des deux dispositions suivant lesquelles il en fait l'application. Nous avons conservé, du reste, ses propres expressions en reproduisant les opinions qu'il a émises au sujet de la comparaison à établir entre les divers systèmes de moteurs.

La fig. 10 de la planche 5 représente une roue établie pour marcher avec les chutes qui ne dépassent pas de beaucoup 1 mètre de hauteur, mais qui peuvent être bien inférieures.

Les fig. 22 et 23, intercalées dans le texte, indiquent une disposition susceptible d'être appliquée à des chutes plus considérables.

Première disposition (fig. 10). — En passant en revue tous les systèmes de roues hydrauliques comme moteurs, on remarque que les appareils les mieux établis, dans les circonstances les plus favorables, ne rendent que de 60 à 70 p. 0/0 de l'effet utile de la chute d'eau disponible.

Les théories n'établissent pas d'une manière satisfaisante les causes de cette déperdition considérable de force. Les pertes d'eau le long des parois des coursiers, l'effet du frottement sur les axes, le dénivellement ou la contraction de la veine fluide, calculés exactement, sont loin d'atteindre le chiffre de 30 à 40 p. 0/0 représentant la perte d'effet utile existant dans les meilleurs moteurs hydrauliques.

Il y a évidemment, dans le mode d'emploi de l'eau comme moteur, des causes de déperdition de force qui échappent à l'analyse. Ainsi, l'effet du choc et du rejaillissement de l'eau dans les aubes ou augets, le point exact où l'eau agit réellement avec toute sa pression sur l'appareil en mouvement, ne sont nullement déterminés,

et les mouvements tumultueux qui se manifestent dans l'eau soit à l'entrée, soit à la sortie des appareils représentent évidemment une perte de force motrice dont la quantité échappe au calcul.

L'examen et l'appréciation de ces circonstances ont amené M. Sagebien à établir un système de roue dans lequel le mode d'introduction et d'action de l'eau fit disparaître, ou du moins réduisit considérablement, les effets dus à ces causes non analysées de perte de force. Des expériences faites avec soin, et par des hommes compétents, sur plusieurs roues établies suivant ce système, ont donné des rendements de 80 à 90 p. 0/0 de l'effet théorique.

L'auteur affirme que l'on peut obtenir un résultat semblable, même avec les plus faibles chutes.

Nous nous étendrons un peu sur la description de cet appareil pour en faire bien comprendre le mode d'action; cela nous a paru nécessaire pour faire ressortir, des détails de l'exécution, le principe fondamental sur lequel il repose, lequel est l'immobilité apparente de l'eau, par suite de son maintien, au même niveau, dans la roue et le bief d'amont.

La fig. 10 montre une roue construite d'après la méthode de M. Sagebien.

Comme construction, elle diffère peu généralement de ce qui se fait d'ordinaire à l'égard des roues de côté.

Elle comprend dans le sens de sa largeur, parallèlement à l'axe, plusieurs croisillons composés de huit bras de fer A, qui sont réunis à leurs extrémités par trois cercles *c* également de fer. L'intervalle entre les bras est garni de coyaux ou bracons de fer qui s'y trouvent fixés par des rivets, et servent à recevoir les aubes G; les bras, dans leur partie comprise entre les cercles *c*, forment aussi un coyau. Ils sont réunis au centre sur un tourteau de fonte B, monté sur l'axe C de la roue.

L'eau est admise dans la roue en passant au-dessus d'une vanne plongeante D, inclinée et située aussi près de la roue que possible. Elle est disposée, du reste, dans un bâti de fonte dont la partie inférieure est formée par un col de cygne E.

La deuxième vanne F, située à une certaine distance en amont du vannage principal, sert à intercepter complétement au besoin le passage de l'eau, pour le cas où il serait nécessaire de visiter cette partie. Elle peut fonctionner aussi comme vanne motrice ou de mise en train.

La vanne plongeante D, dite vanne régulatrice, permet à l'eau d'arriver sur les aubes G suivant une section *a b* très-grande, le point *a* pouvant même se trouver au-dessous du niveau du bief d'aval.

La vanne motrice F, doit être levée complétement pour laisser affluer librement l'eau du canal d'amont.

Les aubes de la roue sont inclinées de manière que celle qui reçoit l'eau à la surface du canal fasse avec cette surface un angle d'environ 45°. Il résulte de cette inclinaison que la roue, ayant à la circonférence une vitesse à peu près égale à celle de l'eau dans le canal d'arrivée, l'eau conserve son niveau sur l'aube qu'elle baigne, à mesure qu'elle s'enfonce, en se tenant tendue de la même façon que contre un barrage. Il n'y a donc ni déversement ni choc de l'eau sur l'aube.

Si la vitesse de la roue et celle de l'eau, dans le canal d'arrivée, sont égales, il n'y aura pas de dénivellement; le dénivellement serait même très-faible dans le cas où la vitesse de la roue serait supérieure à celle de l'eau.

Il ressort en résumé, comme principe, que l'eau ne fait pas de chute sur les aubes, et qu'en vertu de l'inclinaison donnée à celle-ci, ou plutôt de l'angle qu'elles forment avec le niveau d'amont, combiné avec leur vitesse et celle de l'eau, le niveau se maintient dans la roue; l'eau s'abaisse comme les aubes sans vitesse initiale, et par conséquent sans chocs.

Si nous examinons maintenant comment l'eau sort de la roue, on verra que lorsqu'une aube commence à se vider dans le fond, elle abandonne très-peu d'eau, et qu'à mesure qu'elle s'élève vers la surface, elle abandonne une quantité d'eau croissante suivant une progression déterminée par l'augmentation de la projection horizontale de l'intervalle existant entre les extrémités de deux aubes successives. Il résulte de là que l'eau sort des aubes avec plus de vitesse vers la surface que vers le fond du canal, mode de sortie qui correspond à la loi du mouvement de l'eau dans les canaux.



L'inclinaison donnée aux aubes, qui semblerait devoir relever l'eau à la sortie, offre, au contraire, ce résultat favorable de déposer l'eau en aval par couches ayant déjà leur direction dans le sens du mouvement qu'elles doivent prendre dans le canal de sortie; tandis que dans les roues ordinaires, l'eau descendant verticalement, va amortir sa vitesse contre le fond du canal en produisant des bouillonnements et des remous qu'on ne remarque pas dans celle que nous considérons.

On voit, en outre, que la roue est noyée en aval de presque toute la hauteur des aubes; cela a pour résultat que l'eau descend par couches successives et sans ressaut, jusqu'au niveau du bief d'aval, au lieu de le faire d'une manière brusque, au moment où l'aube abandonne le coursier sous la verticale 1-2, comme cela aurait nécessairement lieu si elle n'était pas noyée.

Les avantages pratiques de cette roue sont, en première ligne, son rendement considérable, qui est, d'après les expériences citées par l'auteur, de 80 à 90 p. 0/0 de l'effet théorique de la chute, mesurée entre les niveaux des biefs d'amont et d'aval. Ce rendement n'est pas limité à un minimum de chute, comme cela a lieu pour les autres systèmes; il se produit sur des petites chutes, de $0^{m}30$ par exemple, aussi bien que sur des chutes de plusieurs mètres.

En second lieu, cette roue est susceptible de recevoir un volume d'eau considérable sans exiger une largeur qui augmente le poids et le prix d'établissement de l'appareil, ainsi que les pertes d'eau entre la roue et le coursier. Elle peut, en effet, dépenser jusqu'à 1500 litres d'eau, par mètre de largeur, ce qui peut être d'un certain avantage quand on dispose de grands volumes d'eau, et qui n'avait été réalisé jusqu'à présent que par les turbines. Mais ces dernières sont évidemment loin de donner un effet utile aussi grand que les moteurs qui admettent l'eau avec des vitesses comparativement bien inférieures, comme les roues en déversoir, par exemple, et celle-ci particulièrement.

Nous avons dit que les théories faites sur les moteurs hydrauliques ne peuvent

rendre compte de toutes les déperditions de force motrice qui résultent de l'emploi de ces moteurs. Les seules causes connues n'accusent, en effet, dans une roue bien établie, qu'une déperdition de quelques centièmes, comme nous allons chercher à nous en rendre compte par un exemple.

Supposons une roue du système de M. Sagebien établie dans les conditions suivantes :

Chute d'eau............................	2 mètres.
Diamètre de la roue......................	9m
Largeur de la roue......................	6m
Noyage................................	1m40
Vitesse à la circonférence de la roue.......	0m65
Poids de la roue........................	60000 kilogr.
Diamètre des tourillons..................	0m22
Volume d'eau à dépenser................	5000 litres par seconde.

Les trois causes de déperdition bien connues sont :

1° Le dénivellement pour l'admission de l'eau dans les aubes;

2° Les pertes d'eau entre le coursier et les aubes;

3° Enfin, le frottement des tourillons.

La perte par le dénivellement est, ainsi que nous l'avons établi précédemment, presque nulle par suite de la vitesse que l'eau possède déjà en arrivant dans la roue; toutefois, en admettant que l'eau arrive avec une vitesse nulle, et qu'il lui faille prendre tout à coup une vitesse égale à celle de la roue pour aller se loger dans les aubes, il s'opérerait alors un dénivellement dont la hauteur serait exprimée ainsi :

$$h = \frac{v^2}{2\,g} = \frac{0{,}65^2}{19{,}62} = 0{,}021 \text{ millimètres.}$$

Il y aurait donc une perte de chute de 21 millimètres sur 2 mètres;

$$\text{soit, proportionnellement : } \frac{21}{2000} = \ldots\ldots\ldots\ldots \text{ ci.} \qquad 0{,}0105$$

La perte d'eau entre le coursier et les aubes dépend du jeu laissé entre la roue et les parois du coursier, et les différences de niveau h, h', h'' d'une aube à l'autre. Si nous supposons 0m003 de jeu sur toute la largeur de la roue, ainsi que sur les côtés, ce qui représente un développement égal à

$$6 + (1{,}40 \times 2) = 8^{m}80$$

la section de fuite d'eau sera égale à

$$8{,}80 \times 0{,}003 = 0{,}0264.$$

Si maintenant nous admettons pour les différences de niveau d'une aube à l'autre une hauteur moyenne de 0m15, la vitesse d'écoulement

Report........ 0,0105

correspondante sera de $1^{m}70$ (31), et le volume d'eau passant d'une aube à l'autre sera (en prenant le coefficient de contraction, 0,62)

$$1,70 \times 0,0264 \times 0,62 = 27^{\text{lit.}}788,$$

soit 28 litres par seconde, ce qui représente une perte de

$$\frac{28}{5000} = 0,0056 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 0,0056$$

La perte due au frottement des tourillons est établie par la formule :

$$p = \frac{P \times r \times f}{R}.$$

p est le poids qui, appliqué à la circonférence de la roue, la met en mouvement, lorsqu'elle est complétement libre;

f, le coefficient de frottement égal à 0,06;

r, le rayon des tourillons;

R, le rayon de la roue;

P, le poids de la roue.

La formule devient donc :

$$p = \frac{60000 \times 0,11 \times 0,06}{4,50} = 88 \text{ kilogrammes.}$$

Le poids de 88 kilogrammes appliqué à la circonférence peut donc faire tourner la roue; mais celle-ci tournant avec une vitesse de $0^{m}65$ par seconde, le nombre de kilogrammètres que représente ce poids en mouvement est

$$88 \times 0,65 = 57,20 \text{ kilogrammètres,}$$

Le rapport de ce travail à celui total et théorique, représenté par la dépense et la chute, devient :

$$\frac{57^{k}20}{5000^{k} \times 2^{m}00} = 0,0057 \ldots\ldots\ldots\ldots \text{ ci} \quad 0,0057$$

Total..................... 0,0218

La perte totale due aux trois causes ci-dessus serait donc de moins de 3 pour 100, d'où le rendement devrait être de 97 pour 100 environ.

Il est évident qu'il est impossible d'obtenir un pareil résultat; car, outre qu'il n'a pas été tenu compte du frottement de l'eau dans les aubes, non plus que de la différence du poids des aubes qui entrent dans l'eau avec le poids de celles qui en sortent, circonstances qui peuvent être estimées à 1 ou 2 pour 100, il faudrait une précision mathématique dans l'établissement des appareils.

Néanmoins M. Sagebien dit que là se bornent les pertes de force motrice avec son système de roue. Une expérience faite sur une roue de la force de 26 chevaux lui a donné jusqu'à 90 pour 100 au frein appliqué sur un second arbre de commande marchant à 16 tours par minute, et qui avait à entraîner toute la transmission d'un mouvement de filature marchant à 160 tours, et qu'il n'avait pas été possible de débrayer.

Ce n'est pas d'ailleurs la seule expérience qui ait été faite par ce même ingénieur. Plusieurs roues de son système fonctionnent dans des établissements industriels importants, où elles ont été l'objet d'expériences consciencieuses faites par des ingénieurs très-compétents; nous citerons seulement celle qui a été faite, en 1854, sur une roue de la force de 65 à 70 chevaux, à Yvré-l'Évêque, près le Mans, dans la filature de MM. Richer, Lévêque, Grellé et Toury. Cette roue, qui a remplacé une turbine, est ainsi établie :

Diamètre de la roue.	8m00
Largeur de la roue.	6m00
Hauteur de chute normale.	1m00
Noyage.	1m50
Volume d'eau à dépenser.	6600 litres par seconde.

Les essais ont été faits par M. de Hennezel, ingénieur en chef des mines du Mans, accompagné de M. Leblanc, ingénieur des ponts et chaussées à La Flèche.

Le frein était placé à 25 mètres de la roue sur le troisième arbre de couche commandant les métiers; le deuxième arbre de couche du premier étage, n'ayant pas été désengrené, a marché, pendant les épreuves, avec toute la transmission de mouvement de la filature. Pendant que les ingénieurs étaient en observation au frein et à la roue, deux de leurs conducteurs étaient à l'amont et à l'aval, pour prendre le niveau de l'eau à chaque opération.

Sept épreuves successives ont donné les résultats suivants :

Volume d'eau dépensé.	Vitesse à la circonférence.	Rendement.
5915 litres	0m80	78 à 79 pour 100
5323 —	0m72	82 —
4437 —	0m60	86 —

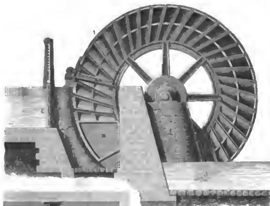
On voit qu'à des vitesses moindres correspondent des rendements plus grands, ainsi que cela a été dit précédemment en parlant de l'influence du dénivellement.

Le volume d'eau devait être de 6600 litres, avec la chute de 1 mètre; mais, le déversoir n'étant pas achevé au moment de l'expérience, les essais ont été faits avec une chute de 0m80, ce qui, en réduisant de 0m20 l'épaisseur de la tranche d'eau introduite dans les aubes, n'a pas permis l'admission du volume d'eau normal.

Deuxième disposition, fig. 23 et 23. — L'inclinaison des aubes, que l'on remarque sur la fig. 10, n'est pas d'une nécessité indispensable, et ce n'est pas en cela que consiste le caractère particulier du système. Une roue à aubes fixées normalement à la circonférence fonctionnerait aussi bien, pourvu que l'aube, en s'immergeant,

fit un angle d'environ 45° avec la surface du bief supérieur. Mais on conçoit que, si l'on avait une chute un peu élevée (2 à 3 mètres, par exemple), il faudrait, pour qu'une aube normale à la circonférence satisfît à la condition indiquée, établir une roue d'un très-grand diamètre. C'est en vue d'éviter des frais de construction considérables que M. Sagebien a imaginé d'incliner les aubes afin de diminuer le diamètre qu'exigerait la condition demandée.

Fig. 22.



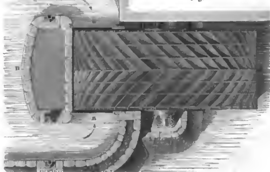


Fig. 23.

Toutefois, quand on aurait affaire à des chutes d'eau encore plus considérables, on pourrait se trouver dans la nécessité d'incliner les aubes d'une manière exagérée, ou d'augmenter le diamètre pour ne pas franchir certaines limites d'inclinaison.

Dans ce cas, sans changer le principe, on modifie la construction de la roue, comme il est indiqué sur les fig. 22 et 23 ci-contre. On fait arriver l'eau par les deux faces latérales de la roue (ou par une seule si l'on n'a qu'un faible volume d'eau) sur des aubes faisant un angle de 45° avec le plan vertical de cette roue, et brisées suivant le plan milieu de manière à ce qu'elles présentent de chaque côté l'inclinaison voulue. L'eau se partage, en avant de la roue, contre la partie supérieure du coursier, en D, pour entrer par les côtés.

Cette disposition permet de prendre l'eau au-dessus de l'axe de la roue et d'utiliser des chutes de 5 à 6 mètres sans augmenter démesurément le diamètre. La construction seule diffère, mais le principe est le même; l'eau entre, suivant l'auteur, sans dénivellement sensible, sur les côtés, et fonctionne de la même manière que pour la roue qui reçoit l'eau en avant.

ROUE A AUBES COURBES, DITES A LA PONCELET

Par M. ORDINAIRE DE LACOLONGE

(FIG. 11 ET 12, PL. 5.)

Il existait autrefois des roues à palettes planes, recevant l'eau en dessous, qui venait frapper les aubes horizontalement avec une vitesse dépendante de la hauteur du bief où elle était retenue en amont par un barrage muni d'une vanne verticale. La roue était ordinairement emboîtée dans un coursier dont le fond était plat et légèrement incliné.

Lorsque ces roues étaient convenablement construites, qu'il n'existait que peu de jeu entre les aubes et le coursier, et que la distance entre la roue et le vannage n'était pas trop grande, elles donnaient un rendement absolu de 0,28 à 0,30 de la force disponible de la chute.

On peut très-bien déduire de considérations théoriques le faible rendement de ce système; mais il suffit de rappeler que, chaque fois qu'une force agit par choc, on perd une partie du travail utile. Or, l'eau n'agit pas autrement dans ce genre de moteur : possédant une vitesse considérable à partir du vannage, elle doit prendre subitement celle de la roue en arrivant sur les palettes.

D'un autre côté, la vitesse initiale de l'eau est déjà altérée avant d'arriver à la roue par son frottement sur le fond et les côtés du coursier.

Malgré ces inconvénients, qui sont assez graves pour faire repousser ce système lorsque la force disponible est restreinte, ces moteurs ont trouvé leur application à cause de leur simplicité, surtout parce qu'ils peuvent marcher à une plus grande vitesse que les autres, et dépenser beaucoup d'eau avec peu de largeur.

M. le général Poncelet, dont le nom est toujours attaché aux questions les plus importantes de la mécanique, s'est occupé, il y a plusieurs années, de rechercher un système de moteur hydraulique qui présenterait les mêmes avantages de vitesse que ceux dont nous venons de parler, mais dans de meilleures conditions de ren-

dement. Il a en effet imaginé une roue à aubes courbes qui porte aujourd'hui son nom, et dont le rendement est plus du double de celles à aubes planes.

Ce système de roue témoigne par ses détails de tous les soins que son auteur a mis pour en fixer les dispositions, presque toutes basées sur la théorie, et dont la pratique a confirmé l'exactitude.

Comme il a été construit un grand nombre de moteurs de ce genre, et que, dans la plupart des cas, les constructeurs n'ont pas rempli exactement les conditions posées par l'inventeur, il en est advenu que le résultat n'a pas toujours été ce que l'on était en droit d'attendre.

Nous croyons donc bien faire en publiant le dessin d'une roue à aubes courbes qui a été établie pour la poudrerie d'Angoulême, d'après les principes immédiats de M. Poncelet, par M. O. de Lacolonge, capitaine d'artillerie, à l'obligeance de qui nous devons ces documents.

La fig. 11 du dessin, pl. 5, représente la roue en coupe verticale, perpendiculairement à l'axe;

La fig. 12 est une section transversale faite suivant cet axe.

Cette roue est entièrement en métal; elle est formée de deux couronnes de fonte A, composées chacune de huit segments sur la circonférence. Les deux couronnes sont boulonnées avec les croisillons B, également en fonte, et calés sur l'arbre de fer C. L'intervalle compris entre les deux couronnes est divisé en 40 parties par des aubes de tôles D cintrées suivant un arc de cercle; elles sont fixées entre des listels fondus avec les couronnes, et serrées par des coins de bois, qui gonflent à l'humidité et rendent le tout extrêmement solide. Néanmoins, les deux jantes sont réunies par des boulons-entretoises *a*, placés sur chacun des huit bras.

L'eau est émise à la partie inférieure de la roue, par orifice chargé sur le sommet, au moyen d'un vannage incliné E, qui doit en être aussi rapproché que possible afin d'éviter toute perte de force vive par le frottement de l'eau sur un trop long coursier.

L'orifice F, démasqué par la vanne mobile G, se prolonge jusqu'à la roue sous forme de conduit rectangulaire. Il est constitué latéralement et en bas par le coursier lui-même; sa paroi supérieure est formée par une pièce de fonte H, d'une section analogue au col de cygne des roues à aubes planes en déversoir.

Comme les niveaux sont susceptibles de s'élever à l'époque des crues, on a disposé au-dessus du seuil de fonte H une deuxième vanne G′, qui peut démasquer quatre orifices F′ pratiqués dans la paroi du vannage, et accompagnés, du côté de la roue, par des directrices de tôle dirigées de façon à admettre l'eau sur les aubes sous un angle convenable.

On peut, à l'aide de ces orifices supplémentaires, faire marcher la roue en déversoir, et noyée d'une certaine quantité à sa partie inférieure; on en démasque le nombre convenable proportionné à la hauteur et au volume de l'eau affluente.

Les vannes G et G′ ont du reste chacune leur mécanisme particulier pour pouvoir les manœuvrer séparément.

Le dessin indique que le fond du coursier en maçonnerie s'arrête à environ 40 cent.

en avant de la verticale passant par l'axe de la roue, de manière à former un ressaut du coursier au bief d'aval. Cette disposition est recommandée par M. Poncelet afin de faciliter le dégorgement des aubes.

Tracé géométrique de la roue. — Le nombre des conditions à remplir dans l'établissement d'une roue de ce genre ne permet pas d'arrêter chacun des points, *a priori*, sans s'être assuré par un tracé graphique préalable que les dispositions de chaque partie s'accordent bien, attendu qu'elles dépendent les unes des autres, et pourraient varier réciproquement. Il convient donc, après s'être donné plusieurs dimensions, d'effectuer le tracé en ce sens, sauf à modifier par la suite, s'il y a lieu, les parties qui ne remplissent pas le but proposé.

Les données invariables sont toujours :

1° La chute totale ;

2° La dépense d'eau.

Le nombre de tours que la roue doit accomplir dans chaque minute est ordinairement donné, au moins en raison des appareils à faire mouvoir, et pour les meilleures conditions de la transmission.

Cette vitesse dépend :

1° Du diamètre de la roue ;

2° Du point où la veine fluide rencontre la circonférence extérieure, d'où on peut en déduire sa vitesse d'arrivée.

La largeur de la roue peut aussi être fixée d'avance, si les localités l'exigent.

Cette largeur dépend, dans tous les cas :

1° Du volume d'eau à dépenser ;

2° De la vitesse de la veine fluide ;

3° De l'épaisseur de la lame d'eau, ou, ce qui revient au même, de la hauteur de l'orifice démasqué par la vanne.

Enfin, il reste à déterminer la largeur de la couronne, en rapport avec la portée du jet de la veine fluide et la forme des aubes.

Nous allons essayer de décrire un procédé graphique dont nous avons puisé les conclusions au savant mémoire de M. le capitaine de Lacolonge.

Cette méthode est essentiellement pratique : mais nous avons cherché, tout en évitant les calculs difficiles, à conserver les principes fondamentaux posés par l'auteur du mémoire, sur les données de M. Poncelet lui-même.

Tracé graphique (fig. 24 ci-contre). — Les conditions essentielles à remplir, d'après M. Poncelet, sont :

1° Avoir des aubes assez raides pour que le fluide ne prolonge pas son ascension au-dessus des couronnes, et qu'il exerce sur les premiers une pression considérable au moment de la mise en train. Ceci exige que le rayon de courbure soit assez faible ;

2° Tenir les couronnes assez hautes, pour que la quantité d'eau contenue dans les aubes soit considérable, afin de marcher notablement noyé, quand on est dans cette condition ;

3° Emboîter la roue du bas, assez pour que le liquide ne s'en échappe pas avant qu'il ne soit utile, mais pas assez pour qu'en descendant il soit gêné dans sa fuite.

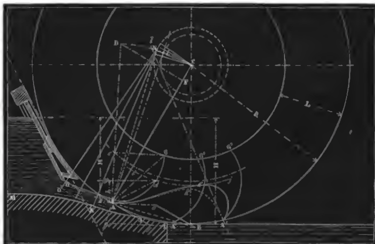
D'après cela proposons-nous d'établir une roue à aubes courbes avec les données suivantes :

Hauteur de la chute......................	$H = 1^m20$
Dépense d'eau par 1''....................	D = 600 litres.
Nombre de tours de la roue par minute....	n = 11 à 12.

Désignons par les lettres suivantes les différents points à déterminer :

E épaisseur de la lame d'eau.
R rayon de la roue, en mètres.
H' charge au-dessus du point A d'introduction du filet moyen dans la roue.
V vitesse par seconde due à cette hauteur.
v vitesse à la circonférence de la roue.
L largeur de la couronne dans le sens du rayon.
l lageur de la roue suivant son axe de rotation.

Fig. 24.



Rayon de la roue. — Le nombre de révolutions étant à peu près fixé à l'avance, comme il doit résulter du diamètre extérieur de la roue, et de la vitesse du filet moyen, on commencera par se donner provisoirement H' pour en déduire la vitesse résultante, et par suite le rayon R.

H' peut être obtenu préalablement en retranchant de la chute totale l'épaisseur E de lame d'eau, augmentée d'un quart environ.

D'autre part, cette épaisseur de lame peut très-bien être fixée normalement à 20 cent., suivant les propres observations de M. Poncelet.

Par conséquent on aura pour H' :

$$H' = H - (1{,}25\,E) \text{ d'où } H' = 1{,}20 - 0{,}25 = 0{,}95.$$

La vitesse V du filet moyen, due à cette hauteur, est, théoriquement, et d'après ce qu'on a vu jusqu'ici :

$$V = \sqrt{2gH'} = \sqrt{19{,}62 \times 0{,}95} = 4^{m}320$$

Comme la vitesse à la circonférence de la roue doit être réglée à la moitié de la précédente, pour être dans de bonnes conditions, on peut compter sur $2^{m}16$ pour la vitesse v de la circonférence.

En adoptant ce nombre et 11 tours par minute, on trouvera facilement le diamètre correspondant que l'on peut choisir, au moins provisoirement, pour étudier le tracé de la roue. On trouve en effet pour le rayon :

$$R = \frac{60 \times v}{2\pi \times n} = \frac{60 \times 2^{m}16}{6{,}28 \times 11} = 1^{m}87$$

On commence alors par mener les lignes horizontales qui indiquent les niveaux en amont et en aval; puis on trace un cercle tangent au niveau inférieur, et ayant pour rayon le chiffre trouvé. (Nous avons adopté $1^{m}80$ sur le tracé fig. 21.)

Si l'on mène ensuite une droite horizontale à la distance H' du niveau supérieur, son intersection en A avec le cercle donne le point d'introduction du filet moyen. Mais nous rappelons que ce point pourra varier, et avec lui les dimensions qui en dépendent, si on trouve en continuant le tracé que les autres conditions ne sont pas convenablement remplies.

Courbure de l'aube. — L'angle formé par l'aube avec la circonférence extérieure de la roue se détermine par un tracé géométrique qui fixe aussi la direction du coursier, et par conséquent, du filet d'eau. Ces deux parties doivent être combinées de telle sorte que l'eau produise le plus petit choc possible en arrivant sur les aubes.

M. Poncelet a établi, d'après des considérations théoriques, que l'angle a, formé par les tangentes à l'aube et à la roue, doit s'approcher de l'expression suivante :

$$\cos. a = \frac{R - E}{R}$$

Par conséquent, menons un rayon CA, et du point A comme centre, avec ce même rayon, traçons l'arc CD.

Portons ensuite l'épaisseur E de la lame d'eau (soit $0^{m}20$) de C en F : la perpendiculaire FD élevée de ce point au rayon AC rencontre l'arc CD en D, par lequel point on mène la ligne AD. C'est sur cette dernière que doit se trouver le centre de courbure de l'aube.

Pour le trouver définitivement, on trace, du centre C, un cercle avec un rayon CG déterminé par la distance L = 0,6 H de la circonférence extérieure.

Puis du point A on tire AG faisant un angle de 45° avec AD; et du point G, d'intersection avec le cercle, on abaisse une perpendiculaire sur AD.

Le point de rencontre *e* est alors le centre cherché; et *e*A ou *e*G le rayon de la courbe A*d*G.

La largeur L peut être considérée provisoirement comme étant celle de la couronne : mais on verra plus loin, que sans rien changer à la forme de l'aube, cette largeur peut être réduite.

Fond du coursier. — Le fond du coursier, dans la partie voisine du point A de l'introduction du filet moyen dans la roue, est la développante d'un cercle dont on trouve le rayon CN de la manière suivante :

On trace par le point A deux droites A*e* et A*f*, respectivement perpendiculaires aux lignes AD et AC; on donne à A*f* une grandeur quelconque, et de A, comme centre, on décrit un arc de cercle ayant pour rayon le double de A*f*. Menant alors *f*B parallèle à A*e*, le point d'intersection B avec l'arc de cercle sert à tracer AB; on a, en définitive, la figure A*e*B*f*, qui n'est autre que le parallélogramme des vitesses de l'eau par rapport à la circonférence de la roue et aux aubes. AB représente la vitesse et la direction réelle du filet moyen; A*e* représente en grandeur et en direction la vitesse relative de ce filet à son arrivée sur l'aube; A*f* représente de même la vitesse à la circonférence de la roue.

Pour déduire de cette opération la forme du coursier, on élève du point A une perpendiculaire AN à la ligne AB, à laquelle on mène aussi une parallèle CN du centre C de la roue; la longueur de cette parallèle comprise entre C et N, donne le rayon du cercle d'après lequel on trace la développante A*o* représentant la direction du filet moyen.

Le fond du coursier se détermine d'après cela, au moyen d'une seconde développante JK équidistante de la première, de la moitié de l'épaisseur de la lame d'eau : soit ici 10 cent. Cette forme n'est conservée qu'auprès de la roue, et se raccorde avec un arc de cercle KM d'un grand rayon.

Largeur de la couronne. — Dans toutes les roues qui reçoivent l'eau sur des palettes de forme quelconque, on doit se préoccuper de l'intensité du jet de la veine fluide à son arrivée, et faire en sorte qu'il n'y ait pas d'eau qui puisse s'échapper sans avoir agi.

Cette attention est surtout importante à l'égard des roues à aubes courbes, où l'eau ne séjourne que très-peu de temps, et ne fait, pour ainsi dire, que s'élever le long de l'aube et redescendre immédiatement pour s'écouler dans le bief d'aval.

Pour trouver la largeur que doit avoir la couronne, il faut donc connaître, approximativement, à quelle hauteur l'eau s'élève sur une aube en vertu de la vitesse initiale due à la hauteur H'; on doit rechercher également quel est le temps nécessaire à l'ascension et à la descente, pour savoir en quel point l'eau abandonne la roue.

Le mémoire de M. le capitaine de Lacolonge contient sur ces divers points de précieux renseignements au point de vue scientifique. L'auteur a donné, pour résoudre le problème, des formules qui sont basées sur les lois de la chute des corps, de la force centrifuge et du pendule. Ne pouvant traiter la question ici d'une

façon aussi rigoureuse, en ce qu'elle entraîne nécessairement à des calculs très-compliqués, nous donnerons simplement quelques éclaircissements qui suffiront pour la pratique, dans la plupart des cas.

Si nous supposions qu'une aube A*d*G se trouvât au point A où le filet moyen élémentaire s'introduit, il s'élèverait le long de cette courbe à une certaine hauteur due à sa vitesse initiale, abstraction faite de l'influence de la force centrifuge. La vitesse réelle de la veine fluide étant ici représentée par la longueur de la ligne AB tangente à la développante A*o*, celle qui en résulte par rapport à la courbure de l'aube, est, en vertu des propriétés du parallélogramme des vitesses A*e*B*f*, représentée par A*e* tangente à la courbe A*d*G.

On peut donc dire que la vitesse u, avec laquelle l'eau s'élève sur l'aube, est à celle qu'elle possède réellement comme A*e* : AB;

$$\text{soit : } u : V :: Ae : AB$$

D'où l'on tire :

$$u = V \frac{Ae}{AB}$$

Mais comme la vitesse V résulte déjà de

$$V = \sqrt{2gH'},$$

formule qui apprend que les vitesses sont entre elles comme les racines carrées des hauteurs, ou réciproquement, les hauteurs sont entre elles comme les carrés des vitesses ;

On peut écrire que la hauteur h due à la vitesse u, représentée par A*e*, est directement

$$h = H' \left(\frac{Ae}{AB}\right)^2$$

La valeur de h est, en résumé, la hauteur verticale à laquelle le filet moyen s'élèverait sur l'aube A*d*G si elle était fixe, et si, par conséquent, la force centrifuge n'agissait pas en sens contraire pour diminuer cette hauteur. Mais, en prenant cette hauteur comme maximum, on peut l'adopter sans inconvénient, puisqu'il s'agit de donner à la couronne une largeur L que l'eau ne puisse pas dépasser.

Nous portons h verticalement de A en g, et par ce point nous traçons une horizontale gd; si par ce point d on décrit du centre C l'arc idj, cet arc indique la portée maximum du jet de la veine fluide moyenne, en suivant l'aube dans son mouvement circulaire avec la roue.

La hauteur h, calculée pour le cas présent, et d'après la formule ci-dessus, devient

$$h = 0{,}95 \times \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 0^m238$$

Nous rappelons que le terme 1/2 est le rapport de la vitesse u à celle V, ou celui des lignes A*e* et AB, d'après le tracé du parallélogramme A*e*B*f*.

En mesurant sur le tracé la distance de l'arc idj à la circonférence extérieure on trouve 0,13 centimètres.

La largeur L ayant été faite 0,6 H,

soit : $0,6 \times 1,20 = 72$ cent.,

suffit évidemment pour maintenir l'eau sur chaque aube, même en tenant compte de ce que le filet supérieur de la lame d'eau doit nécessairement s'élever un peu plus haut que le filet moyen.

Mouvement de l'eau dans les aubes. — A mesure que l'eau s'élève contre une aube celle-ci s'éloigne ; l'eau, arrivée au plus haut de son ascension, redescend en continuant de s'appuyer sur l'aube, qu'elle abandonne ensuite en s'écoulant dans le bief d'aval.

Il est important de connaître, approximativement, le temps que cette action met à s'effectuer, afin de pouvoir déterminer le point de la circonférence où l'eau quitte les aubes, et faire en sorte qu'il ne soit pas situé à une trop grande hauteur au-dessus du bief d'aval, ce qui produirait une perte de chute nuisible.

La recherche théoriquement rigoureuse de ce point est très-difficile, et demande des opérations compliquées qui, néanmoins, sont encore susceptibles d'être en désaccord avec les faits réels, en raison même des difficultés de la pratique.

La méthode que nous proposons pour connaître d'une manière approximative le temps que met la veine fluide à s'élever sur une aube, et celui qu'elle emploie pendant la descente, pour en déduire le point où elle abandonne complétement la roue, consiste à considérer une aube, prise de sa position en AG, comme un plan incliné suivant Ad, et s'avançant parallèlement à lui-même pendant le temps nécessaire à l'ascension seulement.

Le temps nécessaire à un corps pesant pour s'élever le long d'un plan incliné peut s'exprimer par la formule du n° 8, dans laquelle on fait entrer le rapport de la longueur du plan à sa hauteur.

Il est bien entendu que nous faisons abstraction ici de l'action de la force centrifuge.

Par conséquent, on cherche, d'après le tracé, l'inclinaison de Ad par rapport à l'horizon, et on trouve que cette inclinaison étant exprimée par le rapport de la longueur de Ad avec la différence de hauteur verticale, Ag ou h, des points A et d, ce rapport est égal à 0,44 (sinus de l'angle d'inclinaison).

La formule du n° 8 devient d'après cela

$$t = \sqrt{\frac{2\,h}{g \times 0,44}}$$

La hauteur h ayant été déterminée ci-dessus, et trouvée égale à 0,238, on trouve

$$t = \sqrt{\frac{2 \times 0,238}{9,81 \times 0,44}} = 0'' 33$$

L'eau devra donc employer environ un tiers de seconde à s'élever contre l'aube, et atteindre son maximum d'élévation. Mais comme la vitesse à la circonférence est

de 2,16, l'aube se sera donc déplacée dans le même temps de 0m72 et sera parvenue en A′G′.

On arrive, par une opération semblable, à trouver la troisième position de l'aube en A^2G^2 où la descente du fluide est complétement effectuée, et où l'eau quitte la roue.

Le temps nécessaire à cette seconde période du mouvement de la veine est ordinairement plus court que le précédent, par la raison que l'aube, par ces positions successives, représente une surface de plus en plus rapide, et cela quoique la hauteur de chute soit plus considérable ; et puis encore à cause de l'action de la force centrifuge, qui pendant l'ascension retardait le mouvement et l'accélère au contraire pendant la descente.

On peut en résumé représenter la marche d'un élément fluide par la courbe AkA^2. A l'égard de la situation du point de fuite A^2, il est utile de voir s'il n'est pas trop élevé par rapport au bief d'aval, ce qui serait une perte de chute.

Si cette élévation était plus du dixième environ de la hauteur totale de chute, il serait convenable de reculer le point A d'introduction, ou d'augmenter le diamètre de la roue ; on pourrait également modifier le rayon de la courbure de l'aube.

L'examen de la position du point A^2 conduit aussi à placer convenablement le ressaut du coursier, afin que l'eau n'éprouve aucune gêne à se déposer en aval.

Il est placé ici en arrière de la verticale de l'axe, à une distance BI d'environ 27 cent. : le point A^2 s'en trouvant éloigné de 37 cent., soit 64 cent. du ressaut, et bien que l'écoulement d'une partie du liquide ait nécessairement lieu à partir du ressaut, il ne s'en trouve pas gêné de façon à nuire au résultat.

Sans entrer dans les développements que comporterait l'étude de l'influence de la force centrifuge sur le mouvement de l'eau dans la roue, il est possible de déterminer facilement la direction des filets à leur sortie des aubes.

L'expérience a permis de constater que les filets liquides sortant de la roue, au lieu d'être dirigés suivant une tangente à l'aube, coupent au contraire la circonférence de la roue suivant un angle très-marqué dirigé vers l'aval. Cet effet ne peut qu'être attribué à la force centrifuge.

On peut donc déterminer cet angle de la manière suivante :

Il suffit de prolonger Bf jusqu'en f' de façon que $Bf' = 2Bf$, et de joindre f' et A par une droite, qui coupe précisément la circonférence de la roue suivant l'angle cherché. Cette droite étant prolongée à l'intérieur du cercle de la roue, on lui abaisse du centre C une perpendiculaire Cl, avec laquelle, comme rayon, on trace un cercle tangent à la droite $f'\,l$. Toutes les tangentes au même cercle représenteront, par conséquent, la direction de la fuite des filets liquides pour tous les points de la circonférence de la roue.

Ainsi, pour la fuite en A^2, la tangente $A^2\,l'$ exprime cette direction.

La courbe géométrique réelle n'est donc pas AkA^2, mais doit se rapprocher davantage de celle $Ak'A^2$, tracée de façon à être tangente à la direction $A^2\,l'$.

Nous n'essaierons pas d'entrer dans de plus grands développements au sujet de ce système de roue, dont une théorie rigoureuse présenterait bien des difficultés.

Nous invitons les personnes qui désireraient se renseigner plus amplement à consulter l'excellent mémoire de M. le capitaine O. de Lacolonge, que nous avons publié *in extenso* dans notre journal le *Génie industriel*, vol. VII, ann. 1854.

Nous en extrayons néanmoins les résultats d'expériences obtenus avec la roue d'Angoulême.

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES EXÉCUTÉES SUR LA ROUE D'ANGOULÊME

EXTRAIT DU MÉMOIRE DE M. LE CAPITAINE ORDINAIRE DE LACOLONGE

« Ces expériences, dont je fus chargé, eurent lieu en août et en novembre 1850. Dans le mémoire déjà cité, M. Poncelet avait déterminé les coefficients de dépense pour les vannes inclinées; depuis il reconnaissait que ces coefficients, déduits de la section de la veine-fluide, sont un peu trop forts. M. Morin, dans des expériences faites sur des roues destinées à la poudrerie du Ripault, avait constaté que celui de 0,80, indiqué pour les vannes inclinées à 45°, descend parfois à 0,72 et 0,70.

M. Marozeau, dans des jaugeages directs, opérés à Wesserling, avait trouvé que ce coefficient devait être de 0,685. Pour chercher à faire cesser l'indécision et obtenir très-exactement le rendement de la roue, la direction des poudres avait prescrit l'usage du tube jaugeur de feu Lapointe; mais les circonstances locales empêchèrent de placer cet instrument dans des conditions pareilles à celles où il avait été taré, et les expériences ne permirent de rien conclure à l'égard du coefficient.

Dès lors on en revint à l'emploi de celui de 0,74, qui semble trop fort, et qui ne pouvait avoir d'autre inconvénient que de diminuer un peu le rendement. En s'en servant, on évitait en outre l'emploi d'un barrage de jaugeage auxiliaire qui, établi soit en aval soit en amont, aurait eu pour effet de réduire la chute et de mettre la roue dans des conditions différentes de celles pour lesquelles elle a été calculée.

Le frein employé fut le plus simple de tous, qui est aussi le plus sensible. Une poulie de 0,50 de diamètre sur 0,20 de large, montée sur l'arbre de la roue, était embrassée par deux joues en bois tourné. De forts boulons permettaient de faire varier le serrage et l'adhérence; le levier avait 2ᵐ25 de longueur, mesurée du centre de la roue au milieu du point de suspension des poids. Ce frein fut préalablement taré, de façon qu'on put tenir compte dans le calcul, du poids que sa prépondérance représentait à l'extrémité du levier. Les constantes à employer dans les calculs furent ensuite déterminées. On obtint les relations suivantes :

$$N = \frac{600}{T''}$$

$$v = \frac{2\pi .\ 2{,}48\ N}{60} = \frac{155{,}829}{T''}$$

$$W = \frac{2 . \pi . 2,25 \text{ N}}{60} = \frac{141,3716}{T''}$$

dans lesquelles

N représente le nombre de révolutions par 1″;
T″ — durée en secondes de 10 révolutions de la roue;
v — vitesse à la circonférence de la roue;
W — vitesse que tend à prendre le point du frein où sont appliqués les poids à une distance R′ du centre de la roue.

Pendant les opérations le frein fut continuellement lubréfié avec de l'eau de savon. M. Poncelet, ainsi que je l'ai su depuis, eût préféré de l'eau pure. Toutes les précautions prescrites par M. Morin (*Leçons de mécanique*, t. II, page 204), furent scrupuleusement observées.

Comme certains auteurs comparent la vitesse de la roue à celle de la veine fluide dans diverses positions, on a calculé le rapport des vitesses suivant chacun de leurs systèmes.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES

Les expériences, au nombre de 115, et leurs calculs, forment un ensemble trop volumineux pour trouver place dans cette publication.

On s'est contenté d'insérer des tableaux présentant les résultats des expériences qui, dans chaque série, ont donné le maximum d'effet utile. Le tableau I est relatif à la marche habituelle de la roue à chute pleine, et avec la vanne inférieure seule.

LA VANNE INFÉRIEURE SEULE SANS ENGORGEMENT

TABLEAU I

Numéros des séries	Levée de vanne. E.	Chute. H.	Dépense d'eau en litres. Q. 1000.	Nombre de tours. N.	Charge du frein. P.	Travail utile en chevaux $\frac{PW}{75}$	Rendement. $\frac{PW}{Qu}$	Abaissement du rendement maximum quand la vitesse de la roue varie entre 8 et 12 tours.	Rapport de la vitesse de la roue à celle du filet moyen au point où il rencontre la roue. $\frac{u}{V''}$	due à la charge sur le centre de l'orifice. $\frac{u}{V}$	due à la charge sur le sommet de l'orifice. $\frac{u}{V'''}$
	m.	m.			k.	ch.					
1	6.05	1.560	467	6.896	80.10	1.733	0.497	»	0.331	0.393	0.390
2	6.10	1.345	328	6.955	150.00	4.220	0.644	»	0.476	0.524	6.638
3	0.15	1.335	487	10.116	200.00	6.331	0.627	1/12	6.541	0.596	0.621
4	6.20	1.340	632	10.453	263.00	8.700	0.671	1/9,5	0.574	0.636	6.672
5	6.25	1.360	787	10.399	340.00	11.402	0.678	1/11	0.579	0.634	0.681
6	0.30	1.380	924	9.670	412.47	12.530	0.656	1/30	0.556	0.604	0.664

Du tableau précédent on peut tirer les conclusions suivantes : les rendements les plus forts ont lieu pour les levées de vanne de 0,20 et 0,25 qu'on regarde généralement comme les plus convenables, et pour lesquelles du reste la roue avait été tracée. Les rendements maximums obtenus dans chacune de ces séries sont peu différents, de sorte que, sous ce rapport, les levées de vanne de 0,20 et 0,25, sont sensiblement aussi avantageuses l'une que l'autre.

Le plus grand rendement obtenu est de 0,678. Je ne connais pas d'expériences où des roues à aubes courbes aient atteint ce chiffre. M. Marozeau (Bulletin n° 101 de la Société industrielle de Mulhouse) n'est arrivé qu'à 0,669, et cela en se servant du coefficient de 0,685, tandis que j'ai employé 0,74. M. Poncelet (expériences déjà citées) ne donne que 0,64. M. Morin, dans ses *Leçons* (tom. II), indique pour la roue de l'arsenal de Metz 0,632, et 0,625 pour celles du Ripault. Seules, les expériences en petit du général Poncelet ont donné 0,71 ; mais je ne veux parler ici que des moteurs industriels, où les causes de perte sont toujours plus nombreuses que dans les essais scientifiques. Il est vrai que le tracé de plusieurs des roues que je cite n'a pas paru au savant inventeur satisfaire à tous les principes qu'il a posés. Si on avait la certitude complète que le coefficient 0,685, trouvé directement à Wesserling par M. Marozeau, fût parfaitement applicable au cas d'Angoulême, le rendement 0,678 s'élèverait à 0,732, chiffre que les moteurs les plus prônés ne dépassent et n'atteignent même que bien rarement, dans des expériences exemples de tout reproche. Mais sans en venir à un tel chiffre par des inductions plus ou moins bien établies, je crois celui de 0,678 assez fort pour être signalé comme réellement avantageux.

Avec une levée de 0,10 le rendement est déjà 0,624, chiffre que l'industrie n'obtient pas toujours pour maximum de rendement de ses moteurs; à 0,30 on a 0,656. La construction ne permet pas de donner une plus forte lame d'eau, mais il est à croire qu'il faudrait l'augmenter sensiblement pour que le rendement redescendît à 0,62.

La levée de vanne variant de 0,10 à 0,30, les nombres de tours sont compris entre 9 et 10; le rendement ne varie que de 0,624 à 0,678, et le travail utile s'élève de 4 chevaux à 12. Si dans la série de 0,10, au lieu de prendre le terme qui correspond au maximum, on en considère un autre très-voisin qui a présenté les résultats suivants :

E	N	$\frac{PW}{75}$	$\frac{PW}{QH}$
0,10	9,804	4,004	0,589

on verra que la vitesse restant presque la même, la force en chevaux est sensiblement proportionnelle aux levées de vanne, et le rendement ne varie que de 9 p. 0/0. Si on ne considère que les séries faites avec les levées de vanne les plus usuelles 0,15, 0,20, 0,25 et 0,30, les circonstances indiquées subsistent, et le rendement ne varie que de 5 p. 0/0. Cette roue serait donc éminemment propre aux industries qui ont besoin de moteurs capables de conduire, avec une vitesse constante, divers

appareils destinés à fonctionner tantôt seuls et tantôt réunis. Un régulateur pourrait par conséquent s'y appliquer avec succès.

Pour le plus fort rendement le rapport entre la vitesse de la roue et celle de l'eau affluente est de 0,579, un peu plus que les 0,55 indiqués par M. Poncelet. Mais remarquons que par le fait du tracé on a supposé que le filet moyen est équidistant du fond du coursier, tandis qu'il est prouvé que la lame d'eau se déforme; il peut donc se faire que ta valeur attribuée à V″ soit un peu faible, et que par suite le rapport

$$\frac{v}{V''}$$

soit un peu fort. Quand on prend pour ta vitesse de l'eau affluente celle due à ta charge sur le centre de l'orifice, le rapport est de 0,634 et de 0,681 quand on considère ta charge sur le sommet de cet orifice. Ces rapports varient avec la levée de vanne.

LA VANNE INFÉRIEURE SEULE AVEC PETITS ENGORGEMENTS

Trois séries, nos 7, 8 et 9, furent exécutées dans te but de reconnaître l'influence que les petits engorgements pouvaient avoir sur les effets du moteur.

Le tableau suivant offre les résultats de l'expérience qui, pour chaque levée de vanne, a donné le maximum de rendement.

TABLEAU II.

Numéros des séries.	Levées de vanne. E.	Engorgement. H'.	Chute. H.	Dépense d'eau en litres. Q 1000.	Nombre de tours. N.	Charge du frein. P.	Travail utile en chevaux $\frac{PW}{75}$	Rendement $\frac{PW}{QH}$	Rapport de la vitesse de la roue à celle du filet moyen au point où il rencontre la roue. $\frac{v}{V''}$	Rapports obtenus pour les mêmes vitesses, la roue n'étant pas engorgée.
	m.	m.	m.	lit.		k.	ch.			
7	0.15	0.11	1.43	488.2	10.00	222.47	0.988	0.741	0.537	0.544
8	0.20	0.12	1.44	638.6	9.955	323.47	0.072	0.740	0.488	0.574
9	0.25	0.13	1.438	790.7	10.657	340.00	11.383	0.752	0.503	0.579

Il est impossible de ne pas conclure de ce tableau que la roue d'Angoulême rend plus, quand elle est engorgée de la moitié de la lame d'eau affluente, que quand elle est parfaitement dégagée d'aval. Ce fait est complètement opposé à tout ce que M. Poncelet a prescrit à cet égard, et aux expériences déjà citées de M. Marozeau. Cet avantage, car cela en est un dans la localité où la roue fonctionne, peut, suivant moi, tenir à deux causes; te mode de construction de la roue et la forme de son canal de fuite.

Tous les boulonnages sont faits à tête noyée, de sorte que les couronnes ne présentent aucune saillie extérieure, qui puisse augmenter la résistance de l'eau; la roue n'a ni pesant ni faux rond sensible.

Le peu de profondeur du canal de fuite, son évasement progressif, qui sous l'axe n'a que 0,38 de plus que la roue, permettent qu'il s'y établisse un courant sensible, qui refoule les eaux d'aval, et dégage le bas du moteur, qui par le fait n'est plus alors réellement engorgé. Faut-il en conclure que les roues de ce genre doivent être construites noyées de l'épaisseur de la lame d'eau habituelle, et sans élargissement dans le coursier? J'avoue que je serais assez porté à le croire et à le dire, si je ne savais positivement que M. Poncelet ne l'admet pas.

Il est mathématiquement impossible que l'eau qui quitte un moteur s'en échappe sans vitesse; la mettre en contact avec une grande masse liquide, où cette vitesse s'amortit, n'est réellement qu'un moyen de la dissimuler. Employer cette vitesse à dégager la roue est encore en tirer un parti avantageux.

Pour mon compte les faits signalés me porteraient à croire qu'en général l'élargissement est inutile, et que les roues à aubes courbes, destinées à fonctionner sur des cours d'eau où les crues ne sont pas à craindre, doivent être seules noyées de la moitié de l'épaisseur de la lame d'eau. Mais de pareils ruisseaux sont peu fréquents dans les pays de plaine à petites chutes, de sorte qu'en suivant en général cette pratique, on diminuerait la limite d'engorgement à laquelle ces moteurs peuvent fonctionner; il ne faudrait donc la suivre que dans les cas particuliers qui viennent d'être indiqués, c'est-à-dire rarement.

LA VANNE INFÉRIEURE SEULE AVEC DE GRANDS ENGORGEMENTS

Les séries 10, 11 et 12 ont été faites pour constater quel était le plus grand engorgement avec lequel la roue fournissait encore le travail et la vitesse nécessaires. Les expériences qui pour chaque levée de vanne ont donné le maximum de rendement sont consignées au tableau suivant :

TABLEAU III

Numéros des séries.	Levées de vanne. E.	Engorgement. H'.	Chute. H.	Dépense d'eau en litres. 1000 Q.	Nombre de tours. N.	Charge du frein. P.	Travail utile en chevaux. $\frac{PW}{75}$	Rendement. $\frac{PW}{QH}$
	m.	m.	m.	lit.		k.	ch.	
10	0.25	0.33	1.237	789.4	10.00	300	9.424	0.724
11	0.30	0.35	1.212	930.2	10.033	360	11.347	0.755
12	0.50	0.57	0.990	929.3	9.804	250	7.700	0.624

A la 11e série le rendement maximum 0,755 a été tellement fort que je serais porté à le croire erroné, si ceux des deux autres expériences de la même série n'avaient

été 0,670 et 0,743. Malheureusement les trois séries dont il est question furent peu prolongées, et les courbes d'expérience, par suite très-courtes, ne permettaient pas qu'on pût en tirer beaucoup de déductions. Celle de la série 10 était très-irrégulière. Malgré ce petit nombre d'expériences, on a la certitude qu'avec des engorgements légèrement plus forts que la plus grande lame d'eau, la roue fonctionne bien et a de forts rendements.

La série 12 a montré que la roue noyée de 0,57 donne encore une vitesse et un travail utile très-peu différents des 10 tours et des 8 chevaux supposés nécessaires, et avec 0,62 de rendement. L'engorgement de 0,57 est donc la limite au delà de laquelle la roue ne doit plus fonctionner, à moins qu'on ne diminue le nombre des mécanismes à mouvoir.

Les rendements obtenus peuvent être trop forts, si on admet que le coefficient de dépense 0,74 soit trop faible. En principe il n'est pas exact d'opérer avec un coefficient constant, vu qu'il est généralement admis qu'il varie un peu avec les ouvertures de vanne. Mais comme je l'ai dit, des auteurs dignes de toute confiance regardent 0,74 comme trop fort. Il n'en est pas moins acquis que, fortement noyées d'aval, les roues d'Angoulême conduisent très-bien leurs usines.

A quoi tient ce résultat, qui ne concorde pas avec l'idée généralement reçue de l'influence des engorgements sur les roues Poncelet?

J'ai essayé déjà précédemment d'en trouver les motifs. J'ajouterai que la courbure de l'aube fait qu'en sortant du liquide elle ne le refoule pas derrière elle. La vitesse du courant qui s'établit dans le coursier en aval de la roue a pu, dans le cas qui nous occupe, être estimée approximativement. Le barrage établi pour produire les engorgements artificiels débitait en déversoir et se prêtait à cette observation. Cette vitesse était de 1m74 sous la roue, pendant qu'elle tournait avec celle de 2m606.

Un autre fait pourrait faire croire encore à l'influence que la vitesse de fuite peut avoir sur le rendement. Pendant la série 10 la roue barbottait avec beaucoup de bruit et de bouillons, tant qu'elle n'était pas animée de la vitesse correspondante à 10 tours. Arrivée là, les jaillissements et le bruit cessaient. Il en a été de même pour 11 tours dans la série 11.

On pourrait encore se demander si les engorgements naturels ont sur le moteur la même influence que ceux produits artificiellement par un barrage. Mais M. le capitaine Vallier avait constaté l'hiver précédent, pendant la marche régulière de l'usine, que les faits se passaient alors de la même façon, et que l'engorgement limite était même plus fort que celui présenté par les expériences au frein. Il est vrai que le niveau d'amont était de 0,22 supérieur à celui avec lequel j'ai pu opérer.

Ces avantages existeraient-ils encore s'il y avait un fort élargissement derrière la roue? J'ai peine à le croire.

LES DEUX VANNES ENSEMBLE AVEC DE GRANDS ENGORGEMENTS

Une série n° 13 fut exécutée pour connaître l'influence que la vanne supérieure pouvait avoir à l'époque des crues. Précédemment il avait été constaté, qu'au lieu

de 8 chevaux pour mener les mécanismes de l'usine, il suffisait de 6 1/2 ; c'est donc dans ce sens que la série 13 fut faite. Elle montra qu'avec un engorgement de 0,69 les deux vannes, levées en plein, donnaient à la roue une vitesse de 10,49 tours, et un effet utile de 5,93 chevaux, ce qui différait peu du nécessaire. Ainsi, la vanne supérieure augmentait de 0,13 environ la limite de l'engorgement ; mais, à l'époque des expériences, le niveau d'amont ne permettait pas de tirer parti des 4 orifices contractés. M. le capitaine Vallier, qui avait fait des observations à une époque où ce niveau était plus élevé de 0,22, avait constaté que la roue fournit le travail et la vitesse nécessaires, quand elle est engorgée de 0m82. On peut donc considérer comme prouvé que la vanne supérieure permet de marcher encore quand l'engorgement est égal à la moitié de la chute.

LA VANNE SUPÉRIEURE SEULE

La série 14, opérée avec la vanne supérieure seule, a prouvé qu'elle donnait, dans les circonstances du moment, une force auxiliaire de 2,09 chevaux, ainsi qu'on l'avait prévu, mais que le rendement probable n'était que de 0,444 et la vitesse de 1 tours.

On peut en conclure que la petite vanne est avantageuse dans le cas où les crues sont fortes et prolongées. C'est aux industriels à juger s'ils se trouvent dans de telles conditions, et si les avantages qui peuvent en résulter sont assez grands et assez prolongés pour compenser les frais à faire pour en jouir.

EFFORT LIMITE QUE LA ROUE PEUT EXERCER A SA CIRCONFÉRENCE

Le tableau suivant donne pour chaque levée de vanne l'effort limite exercé par la roue à sa circonférence.

Pendant ces observations la chute a été constamment de 1m54.

TABLEAU IV

Levée de vanne. E.	Poids qui équilibre la roue. P.	Effort exercé par la roue à sa circonférence $\frac{PR'}{R}$.
m	k.	
0.050	507.40	460.02
0.100	613.90	556.80
0.150	863.90	783.80
0.200	923.90	838.00
0.250	893.90	810.20
0.300	1003.94	910.30
En bas 0.027 En haut 0.025	729.60	661.70

Ces expériences ont été difficiles, et même un peu dangereuses; il fallait beaucoup de soins et d'essais pour arriver aux poids qui rendaient le frein parfaitement horizontal. Pour y arriver, on avait placé un niveau à bulle d'air sur le frein lui-même; ce qu'il y a de remarquable, c'est que cette position une fois trouvée, après un instant de repos, on pouvait faire varier la charge de plusieurs kilogrammes sans que le frein bougeât.

La levée de vanne de 0,25 a présenté une anomalie que des essais plusieurs fois répétés n'ont pu faire disparaître. Cette anomalie s'est présentée une fois à la levée de 0,20, mais elle a disparu ensuite.

On peut conclure en général que l'effort limite croît avec la levée de vanne, mais dans une proportion moindre, puisque les levées augmentant dans le rapport de 1 à 6, l'effort limite ne croît que dans celui de 1 à 2.

Une petite charge d'eau par la vanne supérieure augmente l'effort limite, au moins autant qu'une levée de vanne triple par celle du bas.

COMPARAISON ENTRE LES CHARGES QUI RENDENT LE MAXIMUM, CELLES QUI RENDENT LE MOUVEMENT IRRÉGULIER ET CELLES QUI TIENNENT LA ROUE EN ÉQUILIBRE

En comparant dans chaque série le poids qui rend le mouvement irrégulier à celui qui a donné le maximum, nous obtenons le tableau suivant, qui montre qu'en moyenne la nouvelle roue est susceptible, pendant un instant très-court, de vaincre une résistance égale à 1,56 fois celle qui correspond au maximum d'effet. Ce chiffre dépasse ceux indiqués jusqu'à ce jour.

Les deux dernières colonnes de ce tableau ont été obtenues en mettant en regard les poids qui produisent l'équilibre, et leur rapport à ceux qui correspondent au maximum d'effet.

TABLEAU V

Levée par vanne.	Poids qui rend le mouvement irrégulier.	Poids correspondant au maximum.	Rapport du second de ces poids au premier.	Poids qui équilibre la roue.	Rapport du poids correspondant au maximum à celui qui équilibre la roue.
m.	k.	k.		k.	
0.05	90.00	60.00	1.500	507.40	8.456
0.10	260.00	150.00	1.733	613.90	4.093
0.15	390.00	200.00	1.950	863.90	4.319
0.20	440.00	265.00	1.660	923.90	3.486
0.25	450.00	340.00	1.323	793.90	2.335
0.30	492.17	412.17	1.194	1003.90	2.436
		Moyennes..	1.560		4.187

On peut en tirer une conclusion assez importante pour l'industrie. Quand les mécanismes à conduire sont d'une nature telle, que pendant une partie du travail ils doivent fonctionner lentement et vaincre une grande résistance, il y a avantage à tracer la roue de manière à obtenir le travail courant avec 0,15 ou 0,20 de levée de vanne. C'est en effet pour ces levées que les rapports de la quatrième colonne sont les plus grands, sans que le rendement s'écarte beaucoup de celui offert par la levée la plus avantageuse.

EXPÉRIENCES SUR LES PETITES VITESSES

Le tableau suivant présente le résultat des expériences faites pour constater les plus petites vitesses dont les nouvelles roues sont susceptibles.

TABLEAU VI

Numéros des expériences.	Chute.	LEVÉE DE VANNE.		Durée d'une révolution.	Fractions de tours par minute.	Charge du frein. P.	Vitesse du bras du frein. W.
		en haut.	en bas.				
	m.	m.	m.			k.	m.
1	1.38	»	0.027	504''	1/8	330.0	0.03905
2	1.373	»	0.027	236''	1/4	270.0	0.05090
3	Id.	0.08	»	363'' 59	1/6	330.0	0.03884
4	Id.	0.10	»	94'' 69	2/3	270.0	0.14940
5	1.60	0.025	0.027	3970'' 49	1/66	729.6	0.00355
6	Id.	0.025	0.027	2696'' 93	1/45	729.6	0.00502
7	Id.	0.025	0.027	938'' 94	1/16	729.6	0.01474
8	Id.	0.025	0.027	350'' 59	1/9	729.0	0.03931

Dans les expériences 1 et 2 le mouvement avait huit phases marquées ; dans chacune d'elles il commençait d'abord lentement, s'accélérait progressivement, puis diminuait, et ainsi de suite huit fois par révolution.

Les chiffres indiqués se rapportent aux petites vitesses régulières du commencement de chaque phase.

Dans les expériences 3 et 4 l'effet précédent était bien moins sensible, mais les phases du mouvement étaient au nombre de seize.

Toutes les phases étaient indiquées par les oscillations du plateau. Dans la cinquième expérience la vitesse a été régulière pendant un tour entier ; le frein avait encore des oscillations, mais assez minimes pour qu'une légère pression de la main les fît disparaître. Dans la sixième le frein s'est comporté comme dans la précédente. Dans la septième et la huitième, il y a eu sensiblement moins de régularité. La vanne supérieure a donc entre autres avantages celui d'aider beaucoup à rendre ces très-petites vitesses régulières.

J'ai indiqué dans le tableau suivant le volume que la roue offre au liquide et

celui qu'elle reçoit, soit par le maximum de rendement, soit pour la plus petite vitesse régulière, quand la vanne est levée des hauteurs les plus usuelles.

TABLEAU VII

Levée de vanne. E.	Cas du maximum de rendement.		Capacité de la roue.	Rapport de la capacité à la dépense.	Cas de la plus petite vitesse		Capacité de la roue.	Rapport de la capacité à la dépense.
	Depense. Q 1000.	Vitesse. v.			Dépense. Q. 000.	Vitesse. v.		
m.	lit.	m.	m. c.		lit.	m.	m. c.	
2.45	486.9	2.647	2.263	4.63	486.2	0.465	0.403	0.828
0.20	631.7	2.714	2.347	3.72	635.5	0.866	2.749	4.179
2 25	767.2	2.700	2.338	2.96	778.7	4.416	1.227	1.576
0.30	924.8	2.543	2.174	2.35	929.3	4.947	4.662	1.791
			Moyenne.	3.42				

Le tableau VII montre que la roue d'Angoulême offre à l'eau un espace beaucoup plus considérable que la plupart des moteurs de ce genre. C'est à cette circonstance qu'elle doit en partie de marcher noyée et d'enlever facilement des mécanismes doués d'une grande inertie.

Il y a lieu d'en conclure que, dans les cas pareils et pour pouvoir marcher avec un engorgement égal au tiers de la chute, les roues de ce genre doivent offrir à l'eau une capacité égale en moyenne à 3,42 fois le volume qu'elles sont destinées à utiliser en temps ordinaire.

RÉCAPITULATION

Voici en résumé les principaux résultats obtenus dans ces expériences.

La roue d'Angoulême rend 0,678 quand elle est dégagée d'aval, et jusqu'à 0,752 avec un engorgement égal à la moitié de l'épaisseur de la lame d'eau.

Les levées de vanne de 0,15, 0,20, 0,25, 0,30 sont, à peu de chose près, aussi avantageuses les unes que les autres, puisque le rendement, pour celles où il est le plus bas, n'est inférieur que de 10/135 au plus élevé.

Pour ces levées de vanne, la vitesse variant de 8 à 12 tours, c'est-à-dire 1/5 au-dessus et au-dessous de la vitesse normale, le rendement ne s'abaisse jamais à plus de 1/11 au-dessous du maximum obtenu pour chacune de ces levées.

Pour toutes ces levées, la vitesse restant la même, la force en chevaux est proportionnelle à ces dites levées, ce qui rend les modérateurs très-applicables aux roues de ce genre.

La roue noyée de 1/3 de la chute transmet encore la force et la vitesse nécessaires.

Elle donne régulièrement de très-petites vitesses.

L'effort limite qu'elle peut transmettre, pendant un instant très-court, s'élève en moyenne à 1,56 fois celui qui correspond au maximum d'effet.

Il est probable que des levées supérieures à 0,30 donneront encore de bons rendements, puisque dans ce cas il est de 0,656.

Il est probable qu'il en serait encore ainsi, si la chute était plus forte que $1^m 55$, puisqu'à une chute de $1^m 77$ elle a fait un bon travail.

La vanne supérieure régularise les petites vitesses, et augmente la propriété qu'elle a de marcher engorgée. »

ROUE HYDRAULIQUE DE COTÉ A COMPARTIMENTS

Par M. MAROZEAU

Nous avons pu voir jusqu'ici que les diverses roues hydrauliques établies pour marcher en déversoir, quoique semblables par l'ensemble, diffèrent souvent d'une manière assez sensible par les détails. Il est assez curieux, par conséquent, de connaître les résultats qu'elles ont pu donner, en comparant leurs dispositions, qui semblent quelquefois en contradiction réciproque.

Un ingénieur distingué, M. Marozeau (de Wesserling), a établi dans une usine de l'Alsace une roue de côté présentant quelques particularités qui méritent d'être mentionnées, d'autant plus que cette roue a été expérimentée avec soin par son auteur et par messieurs les membres de la Société industrielle de Mulhouse, qui en ont fait un rapport spécial.

La roue de M. Marozeau se distingue d'abord par deux cloisons qui la divisent, ainsi que la vanne d'introduction, en trois parties égales dans le sens de la largeur, suivant l'axe. Ces cloisons constituent, pour ainsi dire, autant de roues de largeurs différentes qui permettent de dépenser l'eau à volonté sur 1/3, sur 2/3 ou sur la largeur complète de la roue et du vannage.

Cette disposition a été imaginée dans le but de faire agir l'eau sur la roue d'une manière sensiblement égale pour des dépenses très-variables : c'est-à-dire, conserver la même épaisseur de lame d'eau malgré les variations survenues dans le débit du cours d'eau, et par conséquent conserver la vitesse de la roue et maintenir le même rapport entre l'effet théorique et l'effet utile.

Il est évident, en effet, que l'épaisseur de la lame d'eau introduite sur la roue a une grande influence sur le rendement, soit par la manière dont elle y arrive et dont elle effectue sa rencontre avec les aubes, soit par son mode d'agir dans le coursier.

L'auteur fait remarquer très-judicieusement que les pertes d'eau, par le peu d'intervalle existant entre la roue et son coursier, sont nécessairement proportionnelles à la largeur du coursier, et que, par conséquent, cette perte étant constante pour

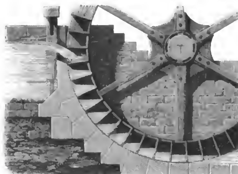
une même roue, est d'autant plus sensible que la dépense, ou autrement dit l'épaisseur de la lame d'eau est moindre.

En divisant, au contraire, la roue et le vannage en plusieurs compartiments distincts, on agit de la même façon que si la roue pouvait se rétrécir à volonté, et l'eau est admise dans l'un d'eux, ou dans tous ensemble suivant son volume, mais de façon à conserver l'épaisseur de la lame.

La fig. 25, qui est une section verticale de cette roue, fait voir surtout la construction des aubes et du vannage, dont nous indiquerons plus loin la forme spéciale.

Quant aux cloisons qui divisent la roue, elles ne pourraient être représentées qu'à l'aide d'une vue de côté : mais il est bien facile de se figurer en quoi consiste cette construction.

Fig. 25.



On voit que les aubes sont fermées intérieurement par une fonçure qui laisse seulement une petite ouverture à la partie supérieure de chaque capacité pour donner une issue facile à l'air.

La vanne d'introduction est formée d'une partie verticale surmontée d'un seuil courbe auquel on s'est attaché à donner une forme parabolique correspondante à celle qu'affecterait une veine fluide ayant une épaisseur de 0,20 (voir n° 36). La partie supérieure du coursier circulaire a une forme analogue pour que la veine fluide n'en soit point gênée.

Cette partie de la vanne qui forme seuil est divisée en trois baies par deux cloisons, ainsi que nous l'avons dit, correspondant aux divisions de la roue. Lorsque la quantité d'eau disponible vient à diminuer, on ferme, au moyen de planches boulonnées, une ou deux des trois baies, de façon que l'orifice ainsi réduit dans le sens de son ouverture horizontale laisse l'eau se dépenser sous la même épaisseur de lame qu'avec une dépense double ou triple.

Nous devons faire remarquer que la position donnée ici à la vanne est une véritable dérogation aux principes posés par la plupart des auteurs et constructeurs qui conseillent de rapprocher la vanne le plus possible de la roue et de l'incliner par conséquent pour atteindre ce but lorsque la chute est faible par rapport au diamètre de la roue.

Dans la présente disposition, la vanne est placée verticalement à 0m46 de la roue. Mais il est important de remarquer en même temps que le niveau du bief d'amont est plus élevé que le centre de la roue, contrairement à ce qui a généralement lieu. Cette position de la vanne devenait donc pour ainsi dire indispensable, pour que la veine fluide se trouvât dirigée perpendiculairement sur l'aube et le plus près possible du coursier.

Il résulte aussi de cette disposition que la veine fluide ne rencontre l'aube qu'à une distance verticale de 0m40, à partir du niveau supérieur, d'où la vitesse initiale est supérieure à celle due à l'épaisseur de la lame.

DIMENSIONS DE LA ROUE. — RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.

Cette roue a été établie sur une chute de 2m685 avec une dépense de 605 litres par seconde.

Ses dimensions principales sont :

Diamètre extérieur	5m18
Largeur totale dans le sens de l'axe, en dedans des couronnes extérieures.	3m95
Abaissement de la vanne, ou épaisseur de la lame d'eau	0m204

De ces données principales il ressort naturellement les conditions suivantes :

Force absolue du moteur	$F = 605 \times 2,685$	$= 1624$ kilogrammètres,
soit	$1624 \div 75$	$= 21^{ch}.6$;
Dépense par mètre de largeur	$605 \div 3^m95$	$= 153$ litres.

La vitesse d'arrivée de l'eau sur la roue est due, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus, à une hauteur génératrice de 0m40, distance verticale entre le niveau supérieur et le point où l'aube affleure le seuil du coursier circulaire.

Cette vitesse égale par conséquent 2m80 (9).

M. Marozeau a soumis lui-même sa roue à une série d'expériences dont les résultats sont consignés dans la table ci-dessous.

Les expériences sont disposées par séries qui correspondent chacune à une disposition particulière du vannage. Chaque série est indiquée au tableau par une accolade qui renferme dans la première colonne le numéro de l'expérience.

Ces expériences ont été en partie refaites de nouveau par messieurs les membres de la Société industrielle de Mulhouse, qui ont trouvé des résultats à peu près semblables.

TABLE DES RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES AU FREIN EXÉCUTÉES SUR LA ROUE HYDRAULIQUE DE M. MAROZEAU

Numéros des expériences.	Disposition du vannage.	Largeur de l'orifice.	Abaissement de la vanne.	Poids de l'eau dépensée en 1''.	Hauteur de la chute.	Travail absolu du moteur en 1''.	Nombre de tours de la roue en 1''.	Vitesse à la circonférence extérieure en 1''.	Charge du frein.	Effet utile ou travail disponible en 1''.	Rapport de l'effet utile au travail absolu.	Moyenne des rapports par série.
		m.	m.	k.	m.	k.		m.	k.			
1							7.00	1.876	176.80	388.80	0.71	
2	La baie du milieu................	1.247	0.202	200	2.723	543.00	6.00	1.608	206.80	380.80	0.72	0.71
3							5.26	1.416	236.80	394.55	0.71	
4							6.56	1.758	176.80	364.93	0.67	
5	Les deux baies extrêmes..........	2.463	0.127	196	2.723	539.85	5.37	1.493	206.80	361.50	0.66	0.66
6							4.80	1.286	236.80	357.00	0.67	
7							5.00	1.340	176.80	277.80	0.52	
8							4.41	1.482	206.80	286.63	0.54	
9	Les trois baies ou la vanne entière..	3.740	0.095	193	2.725	525.92	6.90	1.581	146.80	272.48	0.52	0.52
10							6.46	1.631	134.80	267.55	0.50	
11							7.00	1.876	266.80	566.74	0.74	
12	Les deux baies extrêmes..........	2.463	0.169	303	2.710	821.12	6.00	1.608	316.80	597.47	0.73	0.73
13							5.00	1.364	366.80	585.04	0.74	
14							7.00	1.876	266.80	586.78	0.71	
15	La vanne entière................	3.740	0.129	304	2.710	823.84	6.00	1.608	316.80	597.47	0.73	0.72
16							6.22	1.399	366.80	604.23	0.73	
17							6.34	1.691	366.80	727.84	0.73	
18	Les deux baies extrêmes..........	2.463	0.192	367	2.703	992.73	6.88	1.844	336.80	726.33	0.73	0.73
19							5.33	1.428	426.80	745.12	0.72	
20							7.62	2.042	366.80	878.00	0.82	
21	La vanne entière........	3.710	0.154	398	2.700	1071.60	6.88	1.843	416.80	904.47	0.84	0.82
22							6.09	1.633	466.80	892.07	0.83	
23							5.22	1.399	511.80	838.91	0.79	
24							6.56	1.758	511.80	1055.48	0.78	
25	La vanne entière................	3.716	0.180	502	2.685	1347.87	6.56	1.736	531.80	1096.25	0.81	0.795
26							7.12	1.908	481.80	1077.52	0.80	
27							6.72	1.800	506.80	1068.95	0.79	
28							8.00	2.144	531.80	1336.58	0.82	
29	La vanne entière................	3.740	0.204	605	2.685	1624.42	7.05	2.040	556.80	1311.05	0.80	0.81
30							7.25	1.943	581.80	1336.64	0.82	
31							6.88	1.844	606.80	1316.37	0.80	

Ce tableau indique bien comment les expériences ont été conduites. On peut voir que la roue a été mise en marche, soit en admettant l'eau sur toute sa largeur, soit en n'employant que l'une des baies ou deux ensemble.

La quantité d'eau a été variée nécessairement dans ces divers cas, ainsi que l'épaisseur de la lame.

En résumé, il était intéressant de connaître ces expériences faites sur un moteur dont les conditions diffèrent en quelques points de celles généralement adoptées, surtout dans la manière d'admettre l'eau sur les aubes.

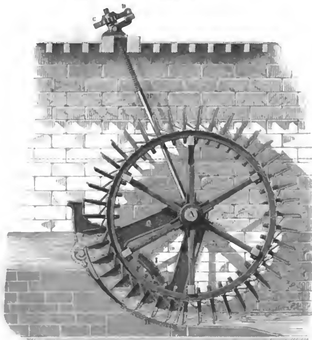
ROUE SUSPENDUE A AUBES PLANES

RECEVANT L'EAU EN DÉVERSOIR, AVEC COURSIER CIRCULAIRE MOBILE

Par MM. FONTAINE, de Chartres, et BARON fils, de Pontoise, ingénieurs-mécaniciens

Fig. 26.

COUPE VERTICALE ET PERPENDICULAIRE A L'AXE



Échelle de 1/50 d'exécution.

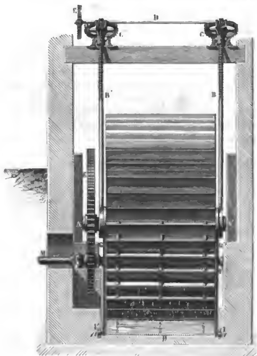
Lorsque les chutes d'eau sont très-variables, comme cela se présente dans plusieurs localités, il est utile, quand on n'adopte pas de *turbines*, de disposer les roues de manière à pouvoir être plus ou moins élevées, afin de ne pas rester noyées. On a proposé, à cet effet, différents systèmes pour remonter ou descendre la roue avec son arbre et l'engrenage qu'il porte.

La disposition qui a été appliquée par M. Fontaine de Chartres, puis par M. Baron de Pontoise, est très-commode et avantageuse, en ce qu'elle permet de soulever ou de baisser tout le système du plancher supérieur sans difficulté et avec le service d'un homme seulement, et qu'en outre on mobilise en même temps le coursier circulaire qui embrasse la partie inférieure de la roue, de sorte que, quelle que soit la hauteur de celle-ci, elle est toujours accompagnée de son coursier.

Les résultats obtenus au moulin à blé de Pontoise, où M. Baron a appliqué le système que nous avons représenté sur les figures ci-jointes, ont été très-favorables

Fig. 27.

VUE LATÉRALE EXTÉRIEURE ET COUPE DES SAJOYERS



Échelle de 1/50 d'exécution.

et nous ont engagés à le publier, afin de le répandre, persuadés qu'il pourra trouver des applications analogues dans d'autres localités.

La fig. 26 représente une coupe verticale de la roue et de son coursier, faite perpendiculairement à son axe, et en supposant le système descendu au plus bas.

La fig. 27 est une vue latérale extérieure de la roue, avec la coupe verticale, des murs bajoyers entre lesquels elle est renfermée.

La fig. 28 est un tracé géométrique qui montre les deux positions extrêmes *k* et K, que l'on peut faire prendre à la roue et à son coursier.

Fig. 28.



L'axe A de cette roue est en fer, porté par les deux fortes tringles filetées B. Sur le bout supérieur de celles-ci sont les roues dentées en hélice C C′ qui forment écrous, et que l'on fait tourner par les vis sans fin fixées sur le même axe D (fig. 27), lequel se termine par l'engrenage E, qui est commandé par un pignon et une manivelle.

Deux secteurs de fonte G G′ forment les joues latérales de la roue, et s'élèvent avec elle, au besoin, de G en *g* (fig. 28), en entraînant la portion inférieure du coursier H, qui l'emboîte et qui peut glisser, guidé par des galets mobiles *a* dans les coulisses I I′.

Dans le changement de position, l'engrenage K, monté sur l'arbre A, reste toujours engrené avec le pignon L, qui se trouve sur le bout de l'axe intermédiaire M.

On fait monter ou descendre la vanne motrice, ou, suivant un terme usité dans la meunerie, mouleresse J, qui s'appuie contre l'axe F par un mouvement de crémaillères et de pignons analogues à ceux en usage.

Il est bon de remarquer que les deux extrémités de l'arbre touchent les parois verticales des pièces de charpente latérales qui s'appliquent contre les murs, et qui servent de guide, afin que l'appareil se maintienne bien exactement dans la même place.

La roue représentée est établie depuis quelques années à Persan, près de Beaumont, dans le moulin de M. Legrand.

Après avoir servi à faire marcher, comme nous l'avons dit, un mécanisme de quatre paires de meules avec les blutages, les nettoyages et accessoires, elle est devenue le moteur d'une tréfilerie d'or.

Son prix de construction s'est élevé à 8,000 fr.

M. Baron a aussi monté une roue analogue, à Pontoise même, chez M. Souhart-Vueffaut, en remplacement d'une autre à coursier fixe qu'il avait fallu renouveler.

Cette nouvelle roue a 5^{m}40 de diamètre, 3 mètres de large, et fonctionne sous une chute variable de 3 mètres en moyenne, avec une dépense d'eau de 6 à 800 litres d'eau par seconde.

D'après les expériences du constructeur, elle donne 72 à 75 p. 0/0 d'effet utile.

ROUE HYDRAULIQUE A PALETTES PLANES INCLINÉES

DITE ROUE A GOITRE

RECEVANT L'EAU DE CÔTÉ

M. Redtenbacher, professeur de mécanique à l'une des principales écoles de l'Allemagne, nous montre, dans un ouvrage qu'il a publié sur les moteurs hydrauliques, le spécimen d'un système de roue à palettes planes, inclinées par rapport aux rayons, et recevant l'eau presque de la même façon qu'une roue du système Poncelet.

Cette roue, dont nous donnons ici une reproduction, est disposée pour utiliser un faible cours d'eau; sa construction présente d'abord cette particularité qu'il n'existe qu'un seul croisillon pour soutenir les palettes dans le sens de leur largeur; le coursier est construit tout en bois et d'une forme spéciale. Ce genre de moteur est nommé par l'auteur *kropf-rad* (*roue à goître*).

La fig. 29 est une section longitudinale de la roue et du coursier;

La fig. 30 représente une section transversale passant par l'axe de l'arbre.

Fig. 29.



Fig. 30.



On voit que la roue comprend, comme ensemble de construction, un croisillon unique, dont les six bras sont assemblés directement dans l'arbre en bois, qui transmet la puissance du moteur. La couronne qui réunit les bras, et à laquelle se rattachent les aubes, est formée de deux parties, suivant son épaisseur, entre lesquelles les coyaux se trouvent entaillés et serrés par des clavettes; les deux épaisseurs de la couronne étant ensuite boulonnées ensemble, le tout présente une solidité suffisante.

Pour réunir la couronne avec les bras, ceux-ci sont taillés en enfourchement où la couronne se trouve engagée et boulonnée.

Dans la fig. 29 ci-dessus, on a justement supposé que l'une des épaisseurs qui constituent la couronne soit enlevée pour faire voir l'ajustement des coyaux. Par conséquent, les bras restant vus extérieurement, leur extrémité est indiquée en arrachement.

Les palettes sont composées chacune d'une aube fixée en son milieu sur le coyau au moyen de boulons, et d'une contre-aube qui s'assemble d'équerre à rainure et languette avec l'aube, et porte exactement contre le champ de la couronne, qui est taillé, à cet effet, suivant des faces plates. La roue est emboîtée dans un coursier de bois, qui est lui-même établi entre deux murs latéraux en maçonnerie.

Le coursier se compose d'une fonçure courbe et de parois latérales d'une largeur seulement suffisante pour maintenir l'eau, soit dans la roue, soit avant la vanne. La partie du coursier qui emboîte la roue est nécessairement circulaire comme elle; avant le vannage, le fond du coursier présente un plan incliné qui monte dans le sens correspondant à l'arrivée de l'eau à l'orifice de la vanne, et cette partie du fond se raccorde avec la portion circulaire concave qui emboîte la roue par une partie ronde située juste à l'endroit du vannage.

Cette forme du coursier, qui caractérise le système de cette roue et la fait distinguer d'un nom particulier (*kropf-rad*), a pour but, premièrement d'éviter la contraction de la veine fluide, par l'effet de l'inclinaison en arrière de la vanne, et ensuite de disposer les filets liquides à s'admettre convenablement sur les palettes, à peu près suivant la direction de la circonférence. Cette partie ronde, qui forme en quelque sorte le seuil de la vanne, est une parabole dont le point inférieur, ou point de raccordement avec la partie circulaire du coursier, est à 0m46 du niveau supérieur, afin que les filets liquides rencontrent les palettes avec une vitesse de 3m00 par seconde.

La vanne a de remarquable, qu'au lieu d'être maintenue dans des coulisses de chaque côté du coursier, elle est retenue par deux tringles en fer, dont l'une des extrémités de chacune, formant point fixe, lui font décrire un léger arc de cercle lorsqu'on l'élève ou qu'on l'abaisse par rapport au fond du coursier. Cette vanne est en bois, et sa forme reproduit à peu près celle du coursier, toujours en vue d'éviter la contraction.

En résumé, l'admission de l'eau dans une roue de ce genre et les effets qu'elle rend peuvent être comparés, jusqu'à un certain point, aux roues en dessous à palettes planes et aux roues Poncelet. On obtient nécessairement des vitesses de rotation assez considérables, puisque l'eau est admise par orifice chargé, possédant d'après cela une vitesse initiale plus grande que dans les roues en déversoir. M. Redtenbacher fait remarquer que l'eau agit d'abord sur les aubes avec un certain choc, puis ensuite par son propre poids simple, en continuant la rotation.

Avec ces dispositions de roues, où la chute est très-faible et où l'eau agit vers la partie inférieure, il est nécessaire d'incliner les palettes de façon à les rapprocher un peu de la direction horizontale, sans quoi la plus grande partie de la pression

de l'eau s'exercerait contre le coursier, tandis que les aubes ne seraient poussées que par une faible pression résultante.

Un ingénieur hydraulicien d'une grande réputation, et qui a été vivement regretté, M. Callon père, a monté, il y a plus de trente années, des roues de côté, avec des aubes ainsi disposées, formant un angle plus ou moins prononcé avec les rayons au lieu d'être sur le prolongement de ceux-ci. Ces roues, recevant l'eau en déversoir, donnent de bons résultats lorsque l'épaisseur de la lame n'est pas considérable, et que par suite les différences de volumes d'eau ne sont pas trop grandes.

ROUE HYDRAULIQUE A COURSIER ANNULAIRE

Par M. MARY, ingénieur en chef des ponts et chaussées

M. Mary, ayant eu une distribution d'eau à établir, s'est trouvé dans des circonstances particulières d'où il a été conduit à imaginer un système de roue hydraulique qui n'avait pas été essayé avant lui.

Les fig. 31 et 32 ci-contre donneront une idée de ce qu'était sa disposition.

Fig. 31.



Fig. 32.



La roue est composée d'un disque de métal B muni d'un croisillon A par lequel l'ensemble est monté sur l'arbre horizontal C. A la circonférence du disque se trouvent six palettes *a*, dont la forme est elliptique, parallèlement à l'axe de rotation de la roue ; leur section transversale présente une forme courbe du côté de leur entrée dans l'eau, afin d'en diminuer la résistance.

Le coursier a la forme d'un anneau creux ayant pour section transversale la forme

elliptique des palettes de la roue; ce coursier est exécuté en maçonnerie, moins deux plaques circulaires en fonte *o*, qui forment les lèvres de la fente nécessaire pour le passage de la couronne *o*.

Pour bien expliquer ces divers points, à l'aide des figures ci-dessus, nous dirons que la fig. 31 est une section verticale des maçonneries, mais passant exactement contre la roue, qui est complétement extérieure;

La fig. 32 est une coupe transversale analogue, laissant de même la roue vue extérieurement.

Comme cette disposition permet d'admettre l'eau sans le moindre inconvénient au-dessus du centre de la roue, les plaques de fonte du coursier doivent être ici prolongées verticalement d'une quantité au moins correspondante à cette hauteur au-dessus du centre.

On voit que l'eau vient pour ainsi dire établir son niveau au-dessus des palettes qu'elle entraîne, mais sans chocs par conséquent, et sans perte de force vive sensible.

Aussi les résultats ont-ils été satisfaisants sous le rapport de l'effet utilisé. Nous donnons du reste un extrait du rapport que M. Mary a lui-même adressé à l'Académie des Sciences au sujet des expériences faites sur une roue analogue établie par lui aux bassins de Chaillot.

EXTRAIT DES COMPTES-RENDUS DE L'ACADÉMIE DES SCIENCES (1845)

« La roue, construite aux bassins de Chaillot, est montée sur un axe horizontal; elle est formée de six palettes elliptiques, adaptées à la circonférence d'un cylindre de 0m 12 de longueur et de 2m28 de rayon, accompagné de deux disques annulaires plans de 0m30 de largeur, perpendiculaires à l'axe, et fixés au moyeu par six bras composés de nervures et masqués par des feuilles de tôle. Pour séparer les eaux d'amont de celles d'aval, deux plaques de fonte, noyées en partie dans la maçonnerie, viennent s'appuyer sur les disques dont il a été question, et forment, dans leur partie inférieure, les lèvres d'un coursier annulaire en ciment romain calibré avec les palettes elles-mêmes, qui s'y emboîtent ainsi très-exactement. Ce coursier se prolonge au delà du plan vertical mené par l'axe de la roue, d'une longueur à peu près égale à l'intervalle entre deux aubes; du côté d'amont, il s'évase en entonnoir pour faciliter l'entrée de l'eau qui en couvre ainsi l'orifice, et y pénètre comme elle ferait dans une conduite placée au fond d'un réservoir. Il résulte de cette disposition que l'eau de la retenue agit sur les palettes, comme elle agirait sur le piston d'un cylindre.

« Pour diminuer la résistance de l'eau sur les aubes ou palettes, elles sont taillées en forme de proue par-dessous, et en forme de poupe par-dessus.

« La roue ne perd à peu près rien de son effet utile, pour une même chute, quand l'eau s'élève en amont, jusqu'au point de surmonter le petit cylindre au delà duquel sont placées les aubes.

« Pour que cette roue jouisse des avantages qui lui sont propres, il faut que sa vitesse n'excède pas 1m30 par seconde.

Essai au frein. — La roue qui vient d'être décrite, essayée au frein, a donné 0,825, 0,75, 0,824, 0,85 pour 100; ces rendements, même le plus faible, atteignent ou dépassent les rendements les plus forts des meilleures roues connues. Je n'ose pas affirmer que ces résultats sont irréprochables, bien que les expériences aient été faites sous les yeux de M. Bellanger, professeur d'hydraulique à l'école des Ponts et Chaussées, et de quelques autres habiles ingénieurs, et que je ne me sois pas fié à mes propres calculs pour déterminer l'effet utile. C'est ce qui me fait vivement désirer que l'Académie des Sciences veuille bien nommer une commission pour constater ce rendement d'une manière authentique. »

ROUES A AUBES PLANES

PLONGÉES DANS UN COURANT INDÉFINI

Ces roues sont employées depuis très-longtemps et désignées aussi par le nom de *roues pendantes des bateaux*, à cause d'une disposition assez usitée pour les établir, qui consiste à les placer entre deux bateaux solidement amarrés, ou encore à les placer à l'intérieur même d'un bateau portant dans son fond une ouverture pratiquée à cet effet.

La construction d'une telle roue est très-simple : elle se compose à peu près de 12 à 16 palettes planes, fixées normalement à la circonférence sur des bras en bois assemblés avec l'axe de la roue, dont le diamètre extérieur ne dépasse guère 4 mètres dans les grandes dimensions.

La hauteur des palettes doit être à peu près le quart ou le cinquième de la longueur du rayon. Elles doivent être tenues plongées dans l'eau de toute cette largeur au moins.

Les savants Deparcieux et l'abbé Bossut, qui ont fait quelques recherches sur ce système de roues, ont trouvé qu'elles rendent un meilleur effet utile en inclinant les palettes d'environ 30° par rapport au rayon qu'en les plaçant suivant le rayon même. Mais, dans les circonstances ordinaires où ces roues sont employées, la puissance disponible est plutôt surabondante que restreinte, et on ne cherche guère à atteindre un maximum de rendement en compliquant la construction de la roue. D'où, en résumé, les palettes se disposent généralement dans la direction des rayons.

L'action de l'eau sur les roues plongées peut se définir en disant qu'elle exerce une pression sur les aubes, pression qui varie dans un certain rapport avec la différence entre les vitesses des aubes et du courant.

L'expérience a prouvé que, pour le maximum d'effet utile, la vitesse des palettes, prise au milieu de leur hauteur, devait être les 0,40 de celle de l'eau à la surface.

Les recherches de Bossut et de M. Poncelet permettent d'estimer, d'une façon assez exacte pour la pratique, la quantité de travail utile que ces roues peuvent transmettre dans des conditions données.

M. Poncelet a proposé lui-même une formule pour calculer l'effet utile de ces roues.

Cette formule est :

$$Pv = 81{,}56\ AV\ (V - v)\ v,$$

dans laquelle

- Pv — représente le pouvoir moteur ou le produit de la pression effective sur les palettes par la vitesse de celles-ci en leur point milieu;
- A — superficie de la partie immergée d'une aube;
- V — vitesse de l'eau à la surface;
- v — vitesse de la roue prise au centre des palettes.

Cette formule revient à la règle suivante :

Pour calculer la quantité de travail utilisée par une roue pendante,

Multipliez la superficie de la portion immergée de la palette verticale par la vitesse de l'eau à la surface; l'excès de cette vitesse sur celle du milieu de la partie immergee de l'aube verticale, et par la vitesse de ce point milieu :

Le produit sera la quantité de travail cherchée, exprimée en kilogrammètres.

Exemple. — Une roue pendante étant donnée dans les conditions suivantes :

Superficie immergée de l'aube verticale. . . . . $A = 3^{m.q.}00$
Vitesse de l'eau à la surface. . . . . $V = 1^{m}50$
Vitesse du milieu de la partie immergée de l'aube verticale. . $v = 0^{m}70$

La quantité de travail utilisable sera donnée ainsi par la formule ci-dessus :

$$Pv = 81{,}56 \times 3^{m.q.}00 \times 1^{m}50 \times (1{,}50 - 0{,}70) \times 0{,}70 = 205^{km.}5.$$

Soit, en chevaux-vapeur :

$$205{,}5 : 75 = 2^{ch.}74.$$

On ne possède pas, en résumé, des données aussi certaines sur ce genre de moteurs que sur la plupart des autres; ils n'ont pas été l'objet d'expériences aussi nombreuses. La raison en est probablement dans la nature même de leur emploi, où la puissance disponible est presque toujours indéfinie, puisque ces roues fonctionnent en plein cours d'eau, sans chute créée spécialement, et pour ainsi dire avec des dimensions que l'on fait varier à volonté. Il est juste aussi de faire remarquer qu'elles sont destinées à ne transmettre le plus généralement que de faibles puissances, attendu qu'au delà de certaines limites, on serait obligé de leur donner d'immenses proportions.

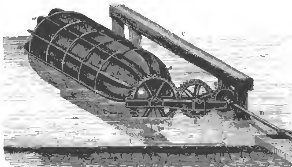
Mais, telles qu'elles sont, elles peuvent rendre de très-grands services, en raison de la simplicité de leur établissement. Il faut dire aussi qu'on ne peut pas en faire

l'application partout; ainsi, sur les fleuves et les rivières navigables, il est rare qu'on en permette l'usage : ce n'est que dans des positions particulières où elles ne peuvent nuire à la navigation qu'elles sont autorisées.

ROUES FLOTTANTES A AUBES PLANES

Par M. COLLADON, ingénieur-professeur à Genève

Fig. 33.



Lorsque le mécanisme, mis en mouvement au moyen d'une roue du système précédent, n'est pas lui-même dépendant d'un bateau pouvant suivre avec la roue les fluctuations du niveau de la rivière, il devient assez difficile d'agencer la transmission de telle sorte que, le mécanisme restant fixe, on puisse maintenir sa relation avec le moteur, celui-ci devant nécessairement s'élever ou s'abaisser, suivant les variations de niveau, pour que les aubes restent toujours immergées d'une même quantité. On est forcé, en pareil cas, d'abord de changer les points d'appui de la roue pour la maintenir plongée au même degré, et ensuite de modifier la transmission dans un même rapport. Cette double opération exige naturellement des temps d'arrêt, et encore ne peut-on pas suivre de point en point les variations du cours d'eau, qui sont quelquefois très-sensibles d'un jour à l'autre.

D'ailleurs, ces roues pendantes n'utilisant qu'une très-faible partie (soit 15 à 20 p. 0/0) de la puissance agissant contre la surface de chaque palette successive, exigent, comme nous l'avons dit, des dimensions exagérées pour produire une force motrice notable; et alors elles deviennent inapplicables à cause de leur poids et de la force qu'elles absorbent.

M. Colladon, professeur de mécanique à Genève, est l'inventeur d'un système de roue hydraulique dont la disposition ingénieuse a pour objet d'éviter précisément les inconvénients que nous venons de citer.

Cet ingénieur a imaginé de construire un moteur qui puisse *flotter*, de façon à suivre de lui-même les différentes fluctuations du niveau de l'eau, et que, dans toutes les positions qu'il est susceptible d'occuper, la transmission ait lieu sans qu'on lui fasse subir aucune modification.

Il l'a, en outre, disposé de telle sorte que tout l'appareil reste constamment en équilibre, soit lorsqu'il transmet sa puissance, soit quand il est en repos.

Ce principe, suivant l'auteur, peut s'appliquer à des dispositions différentes les unes des autres. Nous nous servirons, pour le définir complétement, de celle que représentent les fig. 33 et 34 ci-contre.

Cette roue est formée d'un tambour de tôle mince A, bien étanche pour ne contenir que de l'air, et garni extérieurement d'un certain nombre de palettes *a*, également en tôle; elles sont reliées à la circonférence extérieure par des ceintures de fer plat *b*.

L'ensemble du tambour et des aubes est flottant, et par conséquent en équilibre, d'où il résulte que le poids n'occasionne aucune résistance dans les coussinets.

Le tambour est terminé de chaque bout par une calotte hémisphérique au centre de laquelle se trouve rivé un plateau de fonte, portant, calé avec lui, un tourillon de fer. Il est monté sur les extrémités de deux sortes de bras en tôle B, dont les extrémités opposées sont assemblées *à rotation* sur deux axes horizontaux attenant à un bâti en charpente C, construit sur le cours d'eau.

L'un de ces deux axes est justement l'arbre de couche D, qui doit transmettre le mouvement de la roue à l'usine : d'où il résulte que la roue, en suivant les variations du niveau, décrit des arcs de cercle ayant tous pour centre l'arbre qu'elle commande. Cette transmission de la roue A à l'arbre D a lieu par trois roues d'engrenages E, F et G, montées sur le bras B, qui forme à cet effet deux branches entre lesquelles se trouvent les roues. Celle E est fixée sur le tourillon même de la roue hydraulique; celle G appartient à l'arbre moteur D, et la troisième F sert d'intermédiaire.

On comprend très-bien maintenant que les variations de la roue A ont lieu sans produire de changement sur l'arbre moteur; l'oscillation de tout le système n'a d'influence que sur les roues F et G, qui éprouvent un léger mouvement de translation par leurs circonférences.

D'après l'inventeur, on peut exécuter des roues de ce genre sur des dimensions très-grandes, quoique d'ailleurs la tôle du tambour n'ait eu pas plus de 3 à 4 millimètres d'épaisseur, et transmettre alors de grands efforts, sans craindre de rupture par la torsion. En effet, des essais faits sur un cylindre de 20 centimètres de diamètre, formé d'une tôle de 1 millimètre seulement, ont permis de constater une résistance tangentielle de 4 tonnes ou 4000 kilogrammes.

M. Colladon a pensé devoir munir ce système de roue d'une pièce spéciale I, qui lui forme comme un coursier suspendu.

La fig. 34, qui représente une section transversale de l'ensemble, indique comment ce coursier se trouve disposé. On voit qu'il est formé d'une caisse de métal, concave à sa partie supérieure, suivant la courbure de la roue.

Il est suspendu aux tourillons du tambour au moyen des tringles *c*, réunies par

leurs extrémités supérieures avec un collier de fer qui entoure le tourillon. Pour

Fig. 34.



que sa position relative avec la roue soit maintenue dans tous les cas, et pour qu'il ne cède pas au courant de l'eau, il est rattaché par un tourillon à la charpente au moyen de deux autres tringles *d*, dont la longueur et la disposition reproduisent exactement les bras B de la roue, et forment avec eux un parallélogramme articulé.

Le coursier forme une caisse de même longueur que la roue, et complétement ouverte en dessous. Comme il doit être flottant ou au moins équilibré, une certaine quantité d'air s'y trouve renfermée entre la paroi supérieure, et l'eau ne peut pas, par conséquent, y pénétrer librement. Au moyen de cloisons étanches qui divisent le coursier dans le sens de sa longueur, on peut répartir les volumes d'air à volonté pour régler son horizontalité ou le faire s'incliner dans un sens ou dans l'autre.

Le coursier a pour but, en résumé, de mieux maintenir les filets liquides au moment où ils agissent sur les aubes.

Le rendement des roues de ce genre est notablement plus grand que celui des roues pendantes ordinaires, et peut s'élever de 28 à 35 p. 0/0, parce que les tourillons n'ont presque pas de frottement sur leurs coussinets.

L'auteur de ce système indique diverses modifications qu'il apporte dans sa construction. Ainsi, au lieu de rattacher la roue à un bâti en charpente, elle peut être amarrée par des chaînes et des ancres au fond même de la rivière. La transmission a lieu aussi, dans certains cas, au moyen de bielles et manivelles, chaînes ou courroies. Et, dans la disposition que nous avons indiquée ci-dessus, les roues droites peuvent être remplacées par deux paires de roues d'angle et un axe disposé dans le sens du bras B.

Mais une modification plus importante consiste à placer le tambour A dans le sens même du courant, et à remplacer les palettes planes par une hélice continue. Cette autre disposition peut très-bien convenir pour le cas où l'on peut s'approcher tout près des berges, par exemple dans un cours d'eau canalisé.

COLONNE MOBILE APPLIQUÉE AUX MOULINS A BLÉ

MUS PAR UNE ROUE A AUBES SUSCEPTIBLE DE MONTER ET DE DESCENDRE

Par M. CARTIER, ancien mécanicien à Paris

M. Cartier, ancien constructeur de machines à Paris, a eu l'occasion, en 1832, d'établir à la Ferté-sous-Jouarre, sur la Marne, qui, comme on sait, est un cours d'eau très-variable, un système de roues à palettes avec une disposition particulière dans le mécanisme de transmission de mouvement.

Cette roue devant marcher avec une très-faible chute, et souvent par le simple courant, mais alors avec des lames d'eau très-fortes, fut disposée pour monter et descendre verticalement, suivant le niveau de la rivière, et par suite dans des limites assez étendues.

Comme le mouvement de la roue se communique d'abord à un arbre vertical par deux engrenages d'angle, il faut évidemment soulever celui-ci en même temps qu'on soulève le moteur, afin que ces deux engrenages restent constamment embrayés.

Or, pour transmettre le mouvement de l'arbre vertical aux différentes paires de meules que l'on a à faire fonctionner, on monte en général sur cet arbre un grand rouet, ou roue horizontale, qui engrène à la fois avec autant de pignons que l'on doit mettre de paires de meules en action. Mais il est évident qu'en montant ainsi directement ce rouet sur l'arbre vertical, il est soulevé ou baissé avec lui ; par conséquent, comme on ne pourrait pas déranger les pignons de meules de place, ce qui serait nécessairement trop long et trop dispendieux, on est dans l'obligation de déplacer chaque fois la roue horizontale qui les commande, ce qui est un inconvénient d'autant plus grave que, cette roue étant souvent fixée sur un arbre de bois, il faut à chaque changement la recentrer de nouveau : on perd ainsi beaucoup de temps, et on risque de plus de gâter des pièces.

M. Cartier a eu pour but d'obvier à ces inconvénients en établissant un système de colonne mobile qui permet de soulever ou de baisser à volonté l'arbre vertical, sans déranger en aucune manière la roue horizontale ni aucun des engrenages qu'elle commande. Voici comment le mécanisme général est disposé :

La roue pendante se compose de seize palettes droites, en bois d'orme, boulonnées sur des bras en chêne, lesquels sont assemblés avec des manchons ou tourteaux de fonte et retenus solidement par des boulons.

Pour mobiliser cette roue, on dispose vers les extrémités des deux pièces de charpente, sur lesquelles reposent ses tourillons, de forts vérins ou vis verticales, à l'aide desquelles on peut soulever des charges considérables.

A l'une des extrémités de son arbre s'ajuste une roue d'angle, qui engrène avec un pignon d'angle en fonte, auquel elle transmet une vitesse de rotation trois fois plus grande que celle qu'elle reçoit. Ce pignon est monté sur un arbre vertical en bois, qui est aussi fretté à chaque bout.

Lorsqu'on soulève ou lorsqu'on baisse la roue hydraulique, on lève et on baisse en même temps l'arbre vertical et tout ce qu'il porte ; il en résulte que le pignon d'angle reste toujours engrené avec la roue qu'il commande.

Au-dessus du premier plancher que l'arbre vertical traverse est placée une plateforme circulaire en fonte qui, à son intérieur et de distance en distance, renferme des platines ou coussinets de bronze, lesquels sont pressés contre la circonférence d'une large colonne verticale de fonte pour maintenir cette colonne, en lui permettant de tourner avec l'arbre qui la traverse dans toute sa hauteur.

Un plateau de fonte est aussi appliqué sous le deuxième plancher, et porte des coussinets semblables pour embrasser et retenir la colonne dans sa partie supérieure.

Or, vers le milieu de cette colonne est ajustée une roue droite horizontale, qui est destinée à commander les pignons des meules : c'est cette roue qui, dans les anciens moulins, se trouve directement attachée sur l'arbre vertical. Par l'application de la colonne mobile, on voit qu'elle doit rester constamment engrenée avec la roue qu'elle commande, sans être obligée de les déranger ni l'une ni l'autre.

En effet, les deux bases de la colonne sont percées de deux ouvertures carrées qui correspondent exactement à la section de l'arbre; elles laissent donc passer celui-ci, et lui permettent même de monter ou de descendre, sans qu'il oblige la colonne à suivre sa marche rectiligne; il ne fait que l'entraîner dans son mouvement de rotation.

Mais, pour que cette colonne, qui supporte une charge assez considérable, puisqu'à son propre poids il faut ajouter celui de la roue horizontale, se trouve suffisamment soutenue et qu'elle puisse tourner avec facilité, le constructeur a disposé à sa base un système de galets coniques en fonte tournés avec soin et fixés sur des tourillons d'acier, lesquels sont portés, d'une part, par un cercle intérieur de fer, et, de l'autre, par des pointes à vis taraudées dans le cercle extérieur. Ces galets roulent librement sur la partie tournée conique de la plate-forme, et la base élargie de la colonne repose et tourne à son tour sur eux; le frottement est ainsi très-doux et très-régulier.

Ce système, que M. Cartier a appliqué à un moulin de cinq paires de meules, à la Ferté-sous-Jouarre, a parfaitement réussi, et il a été adopté depuis dans plusieurs localités, et particulièrement par M. G. Christian, pour un moulin de six paires de meules, à Meaux.

NOTICE COMPLÉMENTAIRE RAISONNÉE

SUR LES ROUES HYDRAULIQUES DE COTÉ

Nous espérons qu'il sera facile, avec les modèles que nous avons donnés, de faire une appréciation exacte des meilleures conditions où puisse se trouver une roue hydraulique de côté.

On peut dire que le meilleur moteur de ce système est celui qui reçoit l'eau sous la plus faible vitesse initiale,

c'est-à-dire 1m80 à 2 mètres par seconde.

On a vu cependant qu'on est forcé, dans certains cas, de dépasser cette limite, lorsqu'il s'agit, par exemple, de dépenser beaucoup d'eau avec peu de largeur d'orifice.

C'est la roue en déversoir qui paraît le mieux remplir les conditions proposées pour obtenir réellement le plus d'effet utile, le résultat maximum. N'omettons pas cependant le système de M. Sagebien, qui certainement trouverait plus d'applica-

tion, si ses grandes dimensions relativement à la chute et sa lenteur n'étaient peut-être pas des inconvénients pour certaines localités.

Nous ne conseillons pas le système de roue de côté marchant avec charge sur le sommet de l'orifice; nous préférons toujours celui de la roue marchant par orifice en déversoir. Nous avons bien, à la vérité, établi quelquefois des roues analogues à celle de M. Pihet, dont nous avons parlé page 91 (pl. 5, fig. 1re); mais il est à remarquer que la roue ne marche qu'accidentellement dans cette condition.

Nous avons dû citer également le système de *roue à goître* établie dans quelques usines d'Allemagne, mais il a été facile de reconnaître qu'elles ne sont pas d'une application générale.

Ce mode d'introduction de l'eau rentrant dans le système à grandes vitesses, et par conséquent à moindre rendement, on ne doit l'adopter que lorsqu'on a trop peu de largeur disponible à donner à la roue ou que la force est en abondance, et que l'on préfère une vitesse de rotation un peu considérable à l'économie de la puissance motrice brute.

Nous n'avons pas cru devoir nous occuper en détail des anciennes roues en dessous, qui sont généralement abandonnées aujourd'hui; et, en supposant que l'on se trouve dans une circonstance particulière où leur emploi peut rendre des services, comme vitesse de rotation et grande dépense avec peu de largeur, il est évident que l'on doit choisir de préférence la roue à aubes courbes de M. Poncelet, qui donne un rendement bien supérieur.

Lorsqu'on passe en revue tous les différents systèmes qui ont été imaginés à l'égard des roues de côté, systèmes soit abandonnés, soit ayant donné naissance à des modifications importantes, mais sous des formes différentes, on remarque certaines préoccupations, communes à un grand nombre de personnes qui ont travaillé séparément pour arriver à un même but.

Ainsi, nous trouvons en première ligne l'idée de mobiliser les palettes de façon à leur faire présenter la tranche quand elles entrent dans l'eau ou qu'elles en sortent, et annuler par là la résistance contraire du fluide.

Le premier exemple sérieux que nous trouvons paraît être en 1837. M. Michel s'est fait breveter à cette époque pour une roue dont les palettes sont fixées à la circonférence d'un cercle sur des bras ou rayons prolongés qui tournent sur eux-mêmes à l'aide d'un mécanisme très-simple, et, faisant tourner les palettes avec eux, les maintiennent tantôt perpendiculaires au plan de rotation de la roue, et tantôt dans ce plan même, suivant qu'elles reçoivent l'action de l'eau ou que cette action est terminée.

Plus tard, cette idée de mobiliser les palettes se retrouve encore plusieurs fois, et réalisée au moyen de clapets qui, constituant la partie pleine des aubes, s'ouvrent d'eux-mêmes par la pression de l'eau, lorsque celle-ci tend à agir précisément en sens contraire de la marche normale de la roue.

M. François, de Rouen, a pris, en 1849, un brevet d'invention pour une roue de côté d'un système qui présente une disposition particulière assez intéressante. Cette roue se compose d'un tambour cylindrique exactement étanche, muni à sa

circonférence de palettes à charnière qui se développent par leur propre poids en arrivant vers le point où elles doivent recevoir la pression de l'eau d'amont, et s'appliquent de nouveau en remontant contre la surface du tambour, en partant de la position verticale qu'elles conservent pendant leur passage dans l'eau du bief inférieur. L'ensemble de la roue étant compris dans un coursier aussi juste que possible et le tambour qui compose la roue étant complétement étanche, l'eau d'amont se tient tendue contre ce dernier et sans dénivellement sensible, à peu près de la même façon que pour la roue hydraulique de M. Mary, mentionnée plus haut.

Par conséquent, ainsi que cette dernière, la roue de M. François peut convenir à des chutes un peu grandes tout en ne donnant au diamètre qu'une dimension relative assez faible, attendu que le niveau d'amont peut être situé sans inconvénient au-dessus du centre de la roue.

Comme roue disposée avec des aubes mobiles, nous devons citer celle imaginée par M. Legris, ingénieur à Louviers, et pour laquelle il s'est fait breveter en 1854. Mais ce système avait surtout pour objet d'être appliqué en remplacement des turbines pour les grandes chutes.

Le moteur de M. Legris se composait d'un récipient de fonte à l'intérieur duquel tournait, en s'y emboîtant exactement, un tambour muni de palettes à charnières. L'eau était admise à la partie supérieure du récipient par un orifice terminé en forme de conduit, qui pouvait se prolonger plus haut, suivant la hauteur de la chute. Ce canal vertical, alimentaire, formait en quelque sorte la continuation du coursier dans lequel passaient les palettes, lesquelles, en raison de leur assemblage libre à charnière, ne se développaient qu'à partir de la position où l'eau agit utilement sur elles.

Nous trouvons, du même ingénieur, une roue à palettes planes disposée pour admettre l'eau suivant la hauteur de chute entière, comme épaisseur de lame.

Toutes ces dispositions plus ou moins ingénieuses, et particulièrement les mécanismes appliqués à la mobilisation des aubes, semblent généralement abandonnés. Si on veut en chercher la cause, on trouvera certainement qu'elle tient principalement à la difficulté d'entretenir dans l'eau des pièces un peu délicates d'ajustement, telles, par exemple, que des charnières ou autre genre d'articulation. Il arrive en effet que ce qu'on devrait gagner par les bonnes dispositions théoriques, on le perd par le fonctionnement défectueux et les nombreuses réparations qu'il serait nécessaire de faire pour conserver au mécanisme toute sa régularité.

Puisque nous jetons un coup d'œil rétrospectif sur les différents systèmes de roues qui ont précédé l'époque actuelle, nous devons mentionner encore les tentatives qui ont été faites pour construire des roues marchant avec des niveaux variables : c'est en effet l'un des inconvénients des moteurs hydrauliques en général d'être souvent forcés de s'arrêter complétement par suite des crues, ou de la cause opposée, des sécheresses.

Nous avons indiqué le système de M. Fontaine-Baron, imaginé dans cette intention; nous citerons celui de M. Parriaux (breveté du 6 novembre 1840), lequel

consiste dans la mobilité des palettes qui peuvent s'éloigner ou se rapprocher du centre, de façon à faire varier le diamètre effectif de la roue.

En dehors de ces modifications proposées pour les roues de côté, on a imaginé différents genres de moteurs à aubes planes disposés pour marcher sans chute et par le courant naturel. C'est en effet une idée qui a dû se présenter souvent d'utiliser une partie de la puissance d'un cours d'eau sans créer de chutes qui obligent à des travaux coûteux, et qui du reste ne sont pas toujours possibles à l'égard des rivières réservées à la navigation.

Les roues flottantes dont nous avons parlé sont de cette nature, et sont peut-être le seul système qui ait été conservé. Nous trouvons, en cherchant en arrière, des roues composées de palettes planes fixées à un arbre vertical, et qui sont plongées dans le courant au-dessous de la surface libre.

L'une d'elles a ses aubes formées de clapets à charnière qui se tiennent fermés sur la demi-circonférence, marchant avec le courant, et qui s'ouvrent suivant l'autre moitié, allant en sens contraire.

Une autre roue analogue est disposée avec des palettes fixes, mais une moitié seulement de la roue engagée dans le courant, l'autre moitié pénétrant dans un coursier horizontal demi-circulaire.

Disons, en terminant cet article, que les recherches auxquelles nous avons dû nous livrer au sujet des perfectionnements apportés aux moteurs hydrauliques démontrent que le plus grand nombre porte plutôt sur les turbines que sur les autres systèmes. C'est en effet le genre de moteur dont on s'est le plus occupé dans ces derniers temps; on verra plus loin tous les renseignements nécessaires à leur égard, après les roues en dessus ou roues à augets que nous allons décrire.

FIN DU CHAPITRE TROISIÈME.

CHAPITRE IV

ROUES HYDRAULIQUES A AUGETS RECEVANT L'EAU EN DESSUS

(PLANCHES 6, 7, 8 ET 9)

Nous avons déjà sommairement indiqué la disposition générale des moteurs hydrauliques, qui reçoivent l'eau à leur partie supérieure, disposition que l'on désigne ordinairement sous le nom de *roues à augets* ou *à pots*.

Ces roues sont certainement, parmi les moteurs connus et mis en usage, ceux qui peuvent donner le plus grand effet utile, quand les proportions et le tracé des augets ont été déterminés convenablement.

Ainsi le rendement des roues de côté, qui, comme on l'a vu précédemment, est de 70 à 75 p. 0/0, peut s'élever souvent jusqu'à 80 et même 85 p. 0/0, avec les roues dites en dessus, dans les circonstances favorables à leur application.

Nous remarquerons que, pour les chutes moyennes, ces sortes de roues étant d'un diamètre notablement moindre que les roues de côté, peuvent marcher à des vitesses de rotation plus grandes que celles-ci, ce qui est presque toujours un avantage pour les transmissions de mouvement, qui sont, par cela même, simplifiées et moins coûteuses.

Mais, dans le cas des grandes chutes, celles de 6 à 10 mètres et plus, où les roues à augets ont surtout un emploi avantageux, leur vitesse de rotation devient très-faible, et par suite les communications de mouvement sont plus compliquées.

Nous avons eu l'occasion d'établir des roues en dessus pour des chutes de 8, 10 et 12 mètres, alimentées seulement par 25, 50 à 100 litres d'eau, environ, par seconde; de telles roues ne font pas plus de deux à deux tours et demi par minute, quoique la vitesse à la circonférence soit de 1^m10 à 1^m50 par seconde.

Outre les roues en dessus, qui reçoivent l'eau sur le sommet, et dont par suite le diamètre extérieur est inférieur à la hauteur totale de la chute, on emploie quelquefois aussi d'autres roues, également à augets, mais qui admettent l'eau plus bas que leur sommet, au-dessus du centre, et dont le diamètre est par conséquent supérieur à la hauteur de la chute.

Cette dernière disposition, qui a été longtemps adoptée en Angleterre et en Amé-

rique, est aujourd'hui moins répandue, parce qu'on a reconnu, qu'en général, elle est susceptible de donner un rendement moins considérable que la première; d'un côté, l'admission de l'eau n'est pas aussi directe, aussi facile à établir sans chocs, et de l'autre, l'eau reste dans la roue pendant un temps proportionnellement plus court que si elle avait été reçue au sommet d'une roue plus petite.

Les roues à augets recevant l'eau en contre-bas du sommet sont employées particulièrement lorsque la chute est faible, ou lorsque la dépense d'eau est considérable et que le niveau supérieur est variable. Quelquefois il se présente des raisons particulières pour en faire l'application, comme par exemple, la vitesse de rotation déterminée ou exigée à l'avance, ou bien le sens de ce mouvement, car on sait que les roues en dessous, comme les roues de côté en déversoir, marchent en sens inverse des roues en dessus, par rapport à la direction du courant.

On distingue plusieurs modes de construction dans les roues à augets, suivant les matières employées; ce sont :

Les roues entièrement en bois;

Les roues en bois et en métal;

Les roues complétement en métal, c'est-à-dire en fer et en fonte.

Ces dernières, qui sont évidemment les plus solides, les plus résistantes, sont aussi les plus dispendieuses; elles sont exécutées par les bons constructeurs. Quant aux premières, comme elles sont d'une bien moindre durée et qu'elles exigent plus d'entretien, on les abandonne de plus en plus, malgré leur prix beaucoup moins élevé. Ce sont surtout les roues construites partie en bois et partie en métal, auxquelles on donne généralement la préférence. Aussi nous avons cru devoir en donner plusieurs exemples établis sur des dimensions très-différentes.

ROUE A AUGETS RECEVANT L'EAU EN DESSUS

ET CONSTRUITE EN BOIS ET EN FONTE

(FIG. 1 A 3, PL. 6)

Le modèle que nous prenons comme premier exemple des roues à augets construites en grande partie en bois, mais avec des moyeux ou tourteaux en fonte, est appliqué dans la moyenne des conditions ordinaires, c'est-à-dire pour des chutes de 3 à 4 mètres, et des dépenses d'eau ne dépassant pas 2 à 300 litres par seconde. On suppose en outre que les niveaux sont peu variables, ainsi que cela doit avoir lieu, du moins autant que possible, dans l'application des roues à augets qui reçoivent l'eau sur le sommet.

Le modèle que la pl. 9 représente a été complétement dessiné en suivant avec exactitude toutes les règles déjà exposées qui puissent s'y rapporter, et celles qui sont exposées plus loin.

Données principales. — La différence des deux niveaux, ou la chute proprement dite, étant égale à 3m 40,

et la dépense d'eau par seconde = 150 litres,

on a, pour la puissance disponible :

$$150 \times 3^m40 = 510 \text{ kilogrammètres},$$

$$\text{soit } \frac{510}{75} = 6{,}8 \text{ chevaux bruts.}$$

Lorsque la roue est bien établie on peut compter sur un rendement moyen de 80 p. 0/0,

$$\text{soit } 6{,}8 \times 0{,}8 = 5{,}24 \text{ chevaux utiles.}$$

En admettant momentanément que l'on n'ait pas à se préoccuper de la largeur de la roue parallèlement à son axe, on procédera directement à la détermination de sa forme exacte en section longitudinale, suivant les principes que nous avons indiqués sommairement (69), et que nous complétons plus loin avec plus de détails.

Dans les conditions présentes le diamètre de la roue est fixé à 3 mètres, ce qui laisse une pression initiale égale à 40 centimètres. La vanne placée en amont, pour régler l'admission de l'eau, laisse échapper celle-ci par un orifice de 7 centimètres de hauteur moyenne sur 1m 40 de largeur horizontale, avec une charge verticale de 27 centimètres sur son centre. Le coursier a donc une légère inclinaison après l'orifice jusqu'au sommet de la roue, inclinaison qui prépare l'introduction de l'eau dans les augets, et qui se détermine rigoureusement par la méthode pratique que l'on verra exposée ci-après.

Nous supposons donc, pour l'instant, que toutes les conditions sont préalablement déterminées pour régler les proportions des différentes parties de la roue; nous allons examiner avec détails la construction des pièces qui la composent et les modifications qu'elles peuvent recevoir dans la pratique.

CONSTRUCTION DES DIVERSES PARTIES DE LA ROUE

Des couronnes. — Les couronnes se composent de deux parois annulaires A réunies par une fonçure B, formant ensemble en section transversale, un parallélogramme rectangle ouvert en dehors, mais renfermant les cloisons en bois qui constituent les augets.

Chaque couronne annulaire A est formée de deux épaisseurs de bois de 35 à 40 millimètres, chantournées suivant le rayon de la roue, et réunies ensemble à plat au moyen de vis, les joints croisés, exactement de la même façon que pour la construction de toute couronne en bois établie en plusieurs épaisseurs superposées. Quoique ce mode de construction présente une grande solidité, on réunit par-

fois les segments à l'endroit des joints de bout par des plates-bandes en fer *a*, ou encore par une pièce *b* entaillée et à queue d'hironde.

La fonçure est composée de douves en planches cintrées, qui viennent aussi se fixer par des vis contre le champ des deux épaisseurs intérieures, plus étroites que celles extérieures, de façon à former une feuillure.

Pour éviter encore toute dislocation des couronnes A, sollicitée continuellement par l'effort qu'exerce le poids de l'eau, elles sont chaussées d'un cercle en fer plat *c*, d'environ 4 à 5 millimètres d'épaisseur, dont les extrémités sont coudées d'équerre pour recevoir une vis *d* qui opère le serrage. Si le diamètre est trop grand pour que le cercle en fer soit d'une seule pièce, on le fait en plusieurs segments reliés ensemble de la même façon.

Cette construction est bien indiquée par les fig. 1 à 3 de la pl. 8, qui sont des détails de la couronne à une plus grande échelle que l'ensemble pl. 6.

La fig. 1 est en effet une section longitudinale de la couronne, montrant la disposition des augets.

La fig. 2 est une coupe perpendiculaire à la précédente, suivant la ligne 1-2, indiquant à la fois la structure de la paroi annulaire, l'assemblage de la fonçure et celui des augets.

La fig. 3 est une autre coupe faite dans le milieu d'un bras dont nous décrirons tout à l'heure l'assemblage.

Des augets en bois. — Quand les augets sont comme ici, entièrement en bois, on les forme de deux parois ou cloisons en planches de chêne ou d'orme de 25 millimètres d'épaisseur, dont l'une C est dirigée exactement dans le sens du rayon, et l'autre C′ est inclinée de façon à faire avec ce rayon un angle qui se rapproche d'autant plus de l'angle droit que la largeur de la couronne est plus faible par rapport au diamètre de la roue.

Les parois C et C′ sont encastrées dans les couronnes A, dans lesquelles des rainures à moitié épaisseur ont été pratiquées préalablement.

Par conséquent, il suffit, pour constituer l'ensemble de la couronne, d'engager les cloisons des augets dans ces rainures, et de tenir l'écartement des deux parois annulaires, ce qui se fait au moyen d'entretoises en fer D, qui se terminent extérieurement par des taraudages pour recevoir des écrous. C'est après cela que l'on vient ajuster la fonçure B et fixer les douves qui la composent.

Comme les segments qui forment les couronnes A sont divisés suivant le nombre de bras, les entretoises sont en nombre semblable, et placées précisément au milieu de l'arc qui sépare deux bras consécutifs. Mais si l'on remarque que chaque jonction de segments occupe le quart du même arc, on en déduit qu'ils ne sont rencontrés ni par les entretoises ni par les bras, lesquels se trouvent par conséquent en plein bois.

Au lieu de pratiquer des rainures dans les couronnes pour y engager les parois des augets, on rapporte aussi des tasseaux en bois *e* (fig. 4 et 5) cloués ou vissés, et entre lesquels ces parois sont maintenues. Ce système, qui présente l'avantage de ne pas affaiblir l'épaisseur des couronnes, est néanmoins plus coûteux et a pour

inconvénient que les tasseaux, se délachant quelquefois, amènent la destruction partielle de la roue. Aussi conseillons-nous autant que possible les rainures.

Augets en bois et tôle. — Nous avons eu souvent l'occasion d'établir des roues dans lesquelles les augets étaient formés de bois et de tôle, tout en conservant le mode d'assemblage à rainure, et pour des moteurs exactement construits comme celui pris pour exemple pl. 7.

Cette disposition est représentée par la fig. 6, pl. 8.

On voit qu'elle consiste simplement à remplacer la paroi C′, précédemment en bois, par une feuille de tôle qui se visse sur le champ de la paroi C conservée en bois. On peut employer ce système avec beaucoup d'avantage pour rapprocher deux parois C′ consécutives du parallélisme, sans diminuer l'intervalle qu'elles présentent à l'introduction de l'eau.

Augets ferrés et a sortie d'air. — Il arrive parfois que, contrairement aux conditions normales, une roue à augets marche noyée d'une quantité notable pendant une partie de l'année, lorsque le cours d'eau est susceptible d'éprouver des crues. On est alors obligé de ménager aux augets des ouvertures communiquant avec l'intérieur de la couronne, afin que ceux qui se trouvent plongés dans l'eau inférieure avant de s'être vidés laissent échapper facilement l'air qu'ils contiennent.

Ces sorties d'air, qui consistent parfois simplement dans des trous percés dans la fonçure, ont été aussi disposées comme l'indiquent les fig. 7 et 8 de la pl. 8.

La roue possède une double fonçure B′, distante de la principale B de quelques millimètres; toutes deux sont percées de trous *f* et *f′*, et une petite cloison *g* achève de former pour chaque auget un conduit complet par lequel l'air peut sortir sans perte d'eau.

La même fig. 7 montre un exemple d'augets dont les bouts sont taillés en coins et garnis de fer pour les préserver de l'usure qui se manifeste ordinairement dans cette partie plutôt que dans les autres.

Augets et fonçure en tôle. — Avec le mode de construction indiqué fig. 1 et 2, pl. 7, qui est considérée comme complétement de bois, on peut néanmoins appliquer un système d'augets en tôle, formant en même temps la fonçure, ainsi que cela se rencontre souvent dans les roues exécutées en métal.

Par les fig. 9 et 10 on a représenté un type existant de ce système de construction. Les augets C sont formés d'une tôle recourbée, ayant 3 millimètres d'épaisseur, et d'une étendue suffisante pour que chaque auget se trouvant relié par des boulons avec son voisin, la fonçure se trouve naturellement formée ainsi. Ils sont, du reste, encastrés dans les couronnes au moyen de rainures, comme il a été dit ci-dessus, et les couronnes reliées de l'une à l'autre par des entretoises.

Nous aurons l'occasion de revenir sur les avantages de cette forme d'augets, qui permet de ménager la capacité de la couronne et de former un angle très-aigu avec la circonférence.

Assemblage des bras. — Les bras E de la roue qui nous occupe sont ajustés en dehors des couronnes et sont entaillés pour les recevoir, précisément de l'épaisseur de l'un des segments qui les forment (voir fig. 3, pl. 8). Puis ils sont fixés par

deux boulons *h*, dont les écrous sont extérieurs et les têtes entaillées. Comme dans les dimensions présentes il est difficile que les rainures nécessaires pour l'ajustement des augets ne rencontrent pas l'une des têtes de boulons, la paroi de l'auget doit être entaillée en ce point pour la loger.

Les fig. 9 et 10, pl. 8, montrent un autre moyen d'assembler les bras avec les couronnes, qui est aussi très-simple et solide.

Ils sont assemblés avec la couronne par un tenon à enfourchement, et retenus par un boulon *h* dont l'écrou est prisonnier et fixe dans le bras.

Les extrémités opposées des bras (pl. 6) sont engagés en plein dans les tourteaux en fonte F, exactement de la même façon qu'on a pu le voir à l'égard de la roue de côté pl. 2 à 4.

L'ajustement de ces tourteaux sur l'arbre G, et celui des tourillons H sont, de même, identiques à cette première roue.

On remarquera seulement, qu'en raison du peu de largeur de la roue, deux croisillons ou systèmes de bras suffisent ici, et que chaque croisillon ne comprend que six bras à cause du diamètre qui n'excède pas 3 mètres. Cette division en six conduit naturellement à donner à l'arbre la forme hexagonale, tandis qu'il aurait huit pans pour un nombre correspondant de bras. Quand la dépense d'eau est considérable, et que la largeur de la roue atteint au moins 2 mètres, il est nécessaire de mettre un système de bras au milieu de la largeur, et par conséquent une couronne, qui soutient l'aubage de la roue.

Vannage. — La vanne I, placée en avant du centre de la roue, n'a pas seulement pour but de servir à donner le mouvement ou de le suspendre, mais elle a encore pour objet de régler la dépense de l'eau et la rendre parfaitement en rapport avec la quantité fournie par le cours; et si cette quantité est exubérante, la vanne doit fonctionner comme régulateur de la vitesse de la roue, en ne laissant passer que le volume d'eau nécessaire pour la puissance utilisée.

Aussi cette vanne doit-elle être facile à manœuvrer et toujours bien en état.

Elle est formée de planches de chêne d'environ 50 millimètres d'épaisseur assemblées à rainure et languette rapportée, avec une barre à queue *i* pour consolider l'assemblage, conjointement avec des plates-bandes en fer *j* entaillées aux extrémités et fixées par des vis à bois.

La longueur de la vanne, qui est exactement correspondante à la largeur du coursier et de l'orifice de la dépense, est moindre que celle de la roue, afin que l'eau puisse s'y introduire sans gène et laisse une issue facile à l'air qui s'échappe de l'auget pour lui faire place. La vanne glisse dans des coulisses formées sur les deux parois du coursier par des tasseaux rapportés *k*. Pour que la largeur du coursier représente exactement celle effective de l'orifice, sans contraction latérale, ces tasseaux ne descendent pas jusque sur le fond du coursier et en sont distants d'environ le double de l'épaisseur normale de la lame d'eau, ce qui n'empêche pas que la vanne soit parfaitement soutenue.

Le mouvement est communiqué à la vanne par un axe horizontal J muni de deux pignons *l* qui engrènent avec les crémaillères *m*, fixées par des boulons sur

sa face extérieure. L'axe des pignons est porté par des petits paliers *n* assujettis sur les côtés du coursier; il traverse le mur de l'usine et porte dans cette partie une manivelle *o* par laquelle on le fait mouvoir pour régler la position de la vanne. Un rochet à encliquetage *p* permet de l'arrêter à toutes les hauteurs convenables.

On n'a pas craint, dans les circonstances présentes de faire agir la main directement sur l'arbre des pignons, vu que la vanne est très-peu pesante et la pression d'eau très-faible; mais, dans le cas contraire, on sait que la manivelle est placée sur un second arbre qui commande le premier par une paire d'engrenages droits dont le rapport des diamètres retarde la vitesse.

Cependant la largeur de la vanne actuelle est assez grande pour exiger deux crémaillères, qui lui permettent de conserver son parallélisme avec les coulisses lorsqu'on la fait mouvoir, tandis que si cette largeur était réduite à moins d'un mètre, une seule crémaillère placée au milieu suffirait.

Enfin, remarquons encore que l'arête inférieure et intérieure de la vanne est arrondie, à peu près suivant la courbe que l'eau doit affecter en s'introduisant par l'orifice, afin de détruire toute contraction, autant que possible.

Coursier. — Quelle que soit la disposition du bief qui fournit l'eau, il est évidemment nécessaire d'établir un bec de coursier qui puisse s'avancer jusqu'à l'axe vertical de la roue.

Dans bien des cas le coursier vient de loin, amenant l'eau d'une source située à une assez grande distance de l'usine où le moteur est établi. Mais souvent aussi le bassin est aussi proche que possible, et le coursier n'excède guère en longueur le rayon de la roue, ainsi que nous l'avons supposé dans notre exemple.

D'une façon ou de l'autre, le coursier représente un canal en bois à section rectangulaire, composé d'un fond K et de deux côtés K'. Il repose sur des traverses en charpente *q*, qui, suivant la disposition du local, peuvent être scellées d'un bout dans le mur de tampanne, et reposer de l'autre sur un bâti en charpente *r*, assis sur une maçonnerie spéciale, laquelle est établie pour soutenir en même temps l'axe de la roue extérieurement. Quelquefois la roue est disposée entre deux murs : et alors les traverses *q* du coursier sont scellées par leurs deux extrémités.

Pour maintenir très-rigidement les côtés du coursier ils sont compris entre des montants *s*, assemblés avec les traverses *q*, et s'y trouvent fixés par des vis. Comme c'est surtout auprès de la vanne que l'écartement des côtés doit être bien invariable, on a réuni en outre les deux montants et les parois du coursier par une entretoise en fer *t*, qui rend le tout parfaitement solidaire.

Le fond du coursier, avant l'orifice, peut être horizontal, surtout s'il est très-court et qu'il ne soit pas nécessaire de donner à l'eau une vitesse initiale pour son écoulement. Mais à partir de l'orifice il est tout à fait convenable de lui donner une légère pente qui s'accorde mieux que la disposition horizontale à l'introduction de l'eau dans les augets. L'inclinaison permet aussi de faire avancer le bec du coursier plus près de l'axe vertical de la roue, tout en lui conservant une épaisseur suffisante pour sa solidité, et en laissant le filet moyen de la veine fluide faire intersection avec la circonférence de la roue juste sur cet axe vertical.

Cependant, lorsque la hauteur de pression sur le centre de l'orifice est faible par rapport au diamètre de la roue, l'inclinaison du bec du coursier n'a pas une aussi grande influence que dans le cas contraire où elle devient alors indispensable (voir plus loin, *règles et données pratiques*).

Quant aux côtés verticaux K′ ils sont prolongés en dehors de la vanne jusqu'au delà de l'axe de la roue dont ils épousent la courbure pour mieux maintenir l'eau et prévenir les rejaittissements.

Transmission du mouvement. — Le mode de transmission adopté dans notre exemple (fig. 2) n'est qu'un cas particulier des nombreuses circonstances qui se rencontrent en pratique; nous avons admis que la roue commande directement un arbre vertical, et par conséquent à l'aide d'une paire de roues d'engrenage d'angle.

Le montage de la première roue L ne présente rien de particulier sur ce que l'on a eu l'occasion de voir précédemment; seulement, son diamètre n'étant que de 2 mètres, elle est d'une seule pièce, mais pourrait aussi bien être formée de deux si cela était nécessaire. Elle porte une denture de bois.

Le pignon L′ qui lui correspond est monté sur un arbre vertical M, situé à l'intérieur de l'usine; il se trouve immédiatement disposé pour communiquer avec plusieurs étages.

Le support inférieur de cet arbre est une arcade en fonte N munie de sa crapaudine avec une vis *u* pour régler la hauteur de l'arbre, ainsi que cela se fait habituellement.

Cette pièce, représentée en coupe sur l'ensemble fig. 2, est complétement détaillée fig. 11 à 13, pl. 8.

On voit qu'elle est fondue avec une semelle sur laquette se fixe le palier qui supporte le tourillon de la roue hydraulique. C'est la meilleure disposition que l'on puisse adopter pour que l'engrènement des roues L et L′ se fasse toujours bien malgré les variations qui peuvent survenir dans la fondation.

Nous devons faire remarquer que, pour ne pas donner à la figure une extension inutile, on a supposé l'engrenage L très-rapproché du moteur et, par conséquent, le mur de tampanne évidé pour la recevoir. Mais cette roue dentée peut être entièrement reportée vers l'intérieur de l'usine en prolongeant l'arbre qui la porte d'une quantité suffisante, ce qui ne changerait rien au principe de la disposition.

Évaluation de l'effort direct sur la commande. — Deux choses sont évidemment prises en considération lorsqu'il s'agit de fixer la disposition d'une transmission directe : c'est la vitesse à obtenir et la puissance totale du moteur. A parler exactement, les mêmes considérations se présentent à l'égard de tous les moteurs : mais les roues hydrauliques peuvent être regardées comme un cas particulier par le peu de vitesse qu'elles possèdent elles-mêmes, et les énormes efforts qui en résultent quelquefois.

En effet, la roue dont nous nous occupons actuellement développe une puissance théorique totale égale à 510 kilogrammètres, ou 6,8 chevaux, et sa vitesse de rotation atteint à peine 9 tours.

Si nous en déduisons sa vitesse à la circonférence moyenne, prise au milieu de la largeur de la couronne, nous trouvons :

$$v' = \frac{(3^m00 - 0^m22) \times 3.1416 \times 9}{60} = 1^m31,$$

d'où l'effort transmis devient

$$\frac{510}{1,31} = 389 \text{ kilogrammes.}$$

Par conséquent la roue d'engrenage L, dont le diamètre est inférieur à celui moyen de la couronne, doit résister à un plus grand effort, qui se trouve être :

$$389^k \times \frac{3^m00 - 0^m22}{2^m00} = 541 \text{ kilog.},$$

effort considérable, si on le compare à la puissance totale du moteur.

Il est vrai que nous avons pris pour base du calcul la puissance théorique et que l'effort transmis par la roue est généralement plus faible. Mais ne peut-il pas arriver par instant que cet effort soit atteint, et même dépassé, lorsque, par exemple, la roue se met en marche et qu'il lui faut vaincre l'inertie (19), ou dans les moments où elle se ralentit par une surcharge passagère, et que par conséquent les augets se remplissent davantage ?

Aussi vaut-il mieux compter ainsi et donner aux dents des dimensions suffisantes.

Ici les dents de fonte ont 23 millimètres d'épaisseur sur une largeur de 120 ; les dents de bois de la grande roue ont un tiers en plus environ : soit 30 à 31 millimètres.

Il en résulte que le diamètre de la roue d'engrenage, fixée directement sur l'axe du moteur, est nécessairement mis dans un rapport tel avec celui de la roue hydraulique, que la pression sur les dents (pression qui augmenterait indéfiniment en se rapprochant de l'axe) ne dépasse pas les conditions admises en pratique. Et quelquefois, quoi qu'on fasse, il devient si considérable dans le cas des grandes puissances, que l'on est forcé de donner aux engrenages des dimensions plus faibles que celles fournies par le calcul pour les cas ordinaires, afin de ne pas créer des pièces monstrueuses.

Du reste, les roues en dessus ont, par leur disposition même, cet avantage que l'on peut les armer d'une couronne dentée d'un diamètre égal à celui de la roue hydraulique et sans bras ni moyeux, ainsi que nous aurons l'occasion d'en montrer des exemples.

ROUE EN DESSUS DE PETITES DIMENSIONS

CONSTRUITE ENTIÈREMENT EN BOIS

(FIG. 1 ET 2, PL. 7)

On rencontrait autrefois, beaucoup plus qu'à présent, des roues d'une construction analogue à celle-ci, mais infiniment moins bien entendue. On peut dire, en effet, que tout en conservant l'ancien mode de construction dans cette roue, le constructeur l'a entièrement perfectionné, et qu'il s'est parfaitement conformé aux théories modernes.

Il ne faut pas s'étonner de ce fait, sachant que cette roue est empruntée à l'ouvrage du professeur Redtenbacher, qui a traité la construction pratique des roues hydrauliques avec le savoir qui le distingue.

En résumé, rien ne s'oppose à employer ce système de construction quand il s'agit de roues de très-petites dimensions.

La fig. 1re du dessin en est une coupe partielle longitudinale, laissant une partie vue extérieurement pour bien faire comprendre l'assemblage des bras;

La fig. 2 n'est, à proprement parler, qu'une coupe horizontale d'un croisillon et de l'une des joues de la couronne, seules parties qui caractérisent véritablement le genre particulier de la construction.

Couronne. — La couronne est d'une construction entièrement analogue à celle de la roue décrite précédemment. Chacune de ses joues A est aussi formée de deux épaisseurs disposées en segments fixés les uns sur les autres par des vis auprès des joints de bout. Le champ des joues est aussi garni d'un cercle en fer *a*.

Augets. — Les augets sont formés d'une partie dirigée dans le sens du rayon, et d'une autre inclinée, mais légèrement courbe, et amincie à partir du joint jusqu'à l'extérieur. En leur donnant cette forme, on a eu pour but de diminuer autant que possible leur angle à la circonférence, qui serait très-grand, par la petitesse du diamètre extérieur de la roue et la grande largeur de la couronne, relativement.

Pour obtenir cette partie cintrée, sans être dans l'obligation d'employer des bois d'une trop grande épaisseur, elle est formée de deux pièces assemblées bout à bout, et, nécessairement, à rainure et languette.

La réunion des augets avec les joues se fait encore par entailles pratiquées dans celles-ci suivant le profil convenable.

Bras. — La disposition des croisillons, constituant les bras B, est ce qui caractérise le mode particulier de construction de la roue.

Au lieu d'être dirigés dans le sens des rayons et assemblés dans un plateau en fonte monté sur l'arbre en bois C, les bras forment pour chaque système un croisillon en charpente à huit branches, en quatre parties assemblées à moitié-bois,

laissant vers le centre une ouverture carrée dans laquelle passe l'arbre C sur lequel le croisillon est calé solidement par des coins en bois *b*. La réunion des branches aux quatre points de leur assemblage est solidement maintenue par des boulons *c* qui traversent les deux parties appliquées l'un sur l'autre.

Les bras B sont ensuite entaillés dans la paroi extérieure des joues, et boulonnés au moyen de boulons *d*, dont les écrous sont soutenus par une plate-bande en fer *e*. Celui des trois, *d'*, forme entretoise pour rapprocher les deux joues et les tenir réunies avec les augets.

On ne peut pas dire que ce mode de construction soit préférable à l'autre; mais il peut réellement être utilement employé, d'abord pour les roues de petites dimensions, et encore par la raison qu'il ne nécessite pas l'intervention d'un mécanicien spécial, un charpentier possédant tout le matériel nécessaire pour son établissement.

Vannage et coursier. — Le système de vannage adopté ici est un peu plus compliqué que celui que nous proposons habituellement. La vanne D est tout à fait disposée comme celles des écluses, c'est-à-dire qu'elle glisse contre un bâti en charpente E au bas duquel l'orifice de la dépense a été ménagé.

Ce bâti sert en même temps d'appui au coursier F, dont le fond se prolonge néanmoins sans solution de continuité, et avec une certaine inclinaison jusqu'au sommet de la roue.

La vanne, s'appuyant contre le bâti E, s'y trouve maintenue par des coulisseaux *f* fixés contre les parois intérieures des côtés verticaux du coursier, et qui sont aussi interrompus au-dessus de l'orifice afin de ne pas créer de contraction. L'arête inférieure de la vanne présente un arrondi très-prononcé dans le même but.

Cette disposition conduit à ne donner à la vanne qu'une hauteur restreinte, excédant seulement celle de l'orifice d'une quantité convenable pour garder le joint lorsqu'elle est baissée. Elle est commandée par une ou plusieurs crémaillères *g*, suivant la largeur de la roue, qui engrènent avec des pignons *h* contre lesquels on les guide à l'aide d'un galet *i*; le pignon et le galet correspondants sont montés sur un même support *j*, fixé sur la traverse supérieure du bâti E, absolument de la même façon, en résumé, qu'à l'égard de la grande roue de Corbeil (voir page 61), et de quelques autres suivantes.

Nous croyons qu'on n'aura pas vu sans intérêt un bon exemple de ce genre de construction dont il existe actuellement peu de types dans les ouvrages modernes, et qui semblait à peu près abandonné.

ROUE EN DESSUS D'UN GRAND DIAMÈTRE

EN FONTE ET EN BOIS

Construite par MM. CARTIER et ARMENGAUD aîné

(FIG. 3 ET 4, PL. 7)

La roue que représentent les fig. 3 et 4 de la planche 7, est l'un de ces types qu'il est intéressant d'examiner, surtout après celui qu'on vient de voir, qui est un exemple des petites dimensions, tandis que celui-ci offre le caractère tout opposé. Et, comme cela se présente souvent avec les roues en dessus, le volume d'eau disponible est relativement faible, et la chute très-grande, ce qui entraîne, à l'égard de la construction, à des dispositions très-caractéristiques.

Ayant nous-mêmes construit ce moteur, et connaissant très-bien ses effets, nous pouvons en donner une description détaillée, qui présentera peut-être quelque intérêt par la comparaison de sa théorie avec le rendement réel.

La fig. 3 est une vue extérieure partielle de cette roue, avec une partie en coupe pour laisser voir les augets;

La fig. 4 en est une section horizontale par son axe.

Cette roue a été montée près Lyon, chez M. F. Perrot pour faire marcher un moulin de quatre paires de meules. Elle est renfermée entre quatre murs élevés, dont l'un est *le tampanne* qui la sépare de l'intérieur de l'usine, et deux autres soutiennent les terres d'une partie de montagne contre laquelle elle est adossée. Établie sur une chute disponible de 12m 800, son diamètre extérieur est de 12m350, et sa largeur intérieure de 1 mètre; elle porte 120 augets en bois de chêne; elle est alimentée par des eaux de source qui sont amenées par un chenal construit, partie en bois et partie en pierre, et qui est interrompu, pour traverser une route, par un grand siphon ou tuyau coudé en fonte. Les bras, les joues de la couronne et la fonçure sont aussi en bois; mais les tourteaux sont en fonte et l'arbre en fer forgé.

ARBRE, TOURTEAUX ET BRAS. — L'arbre A est forgé avec des parties saillantes pour recevoir les tourteaux; ses tourillons ont 135 millimètres de diamètre.

Pour donner à la roue une assise convenable sur son arbre, en raison de son grand diamètre et de son peu de largeur, on a dû disposer les bras D, qui doivent soutenir la couronne, de manière à s'écarter au lieu d'être parallèles, et que la section transversale de la machine présente un trapèze ayant sa grande base sur l'axe : ainsi la distance des deux manchons ou tourteaux C est plus grande que la largeur de la couronne, d'où les bras sont inclinés, et appartiennent en quelque sorte à une surface conique au lieu d'être compris dans un plan. Ces bras sont au nombre de douze de chaque côté; ils sont en chêne, fixés à une extrémité par trois

boulons sur les tourteaux, dans lesquels ils se trouvent emboîtés de même qu'à l'ordinaire; à l'autre extrémité, ils sont assemblés avec les joues E de la couronne, et liés avec elles au moyen de deux boulons.

Leur longueur étant de près de 6 mètres, malgré leur équarrissage moyen, qui est de 150 sur 130 millimètres, ils auraient fléchi s'ils n'avaient pas été soutenus d'une façon particulière. On a, pour cela, ménagé aux tourteaux des boîtes *b*, dans lesquelles sont ajustées et viennent buter les croix de Saint-André G, qui s'assemblent vers le milieu des bras, à moitié bois, et se relient par un boulon; des traverses en chêne G', que l'on serre fortement par des clés *d*, s'appuient contre le bout de ces croix, et tiennent ainsi les bras bandés et réunis. Ils sont encore reliés plus haut par des traverses-entretoises H, assemblées à tenon et mortaise, chevillées ou calées.

Couronne et augets. — La construction de la couronne et de ses augets présente une complète analogie avec ce que nous avons vu ci-dessus.

Les joues sont formées de deux épaisseurs de chêne de chacune 40 millimètres, découpées en segments et réunies par des vis à bois. Un cercle en fer méplat *e*, les entoure et les consolide. Il est fait en plusieurs parties, terminées par des oreilles rassemblées au moyen de vis qui les forcent à se serrer sur le bois.

La fonçure *l*, aussi en chêne, de 30 millimètres d'épaisseur, est clouée sur les bords intérieurs des joues.

Les cloisons qui forment les augets *k* sont du même bois que toute la couronne; elles portent 25 millimètres d'épaisseur. Leur assemblage avec les joues a lieu par des entailles dans lesquelles elles sont maintenues par les entretoises en fer *h* qui opèrent le rapprochement exact des deux parties.

Contrairement à ce qui avait lieu avec le dernier modèle de roue, les augets ont pu être très-serrés dans celui-ci, en raison du grand rapport existant entre la largeur de la couronne et le diamètre extérieur. L'angle de la face inclinée avec la circonférence est très-petit; il est de 22°, comme l'indique le tracé géométrique, fig. 6, et aurait pu être réduit à 15, sans qu'il en résultât un mauvais effet dans l'admission de l'eau.

Admission de l'eau. — Cette roue n'a pas de vannage proprement dit. L'eau est amenée par un coursier, sans vanne, et, quand on veut arrêter le moteur, on lève une bonde placée dans le parcours du chenal, et l'eau se détourne sans arriver jusqu'à la roue.

Transmission du mouvement. — Dans cette grande roue, on a dû adopter la couronne dentée I fixée sur les bras mêmes de la roue. On conçoit qu'il n'était pas possible de la fixer sur la couronne même, dont elle aurait eu, par conséquent, le diamètre, qui comprenait la largeur totale du bâtiment de l'usine; il eût été difficile d'établir le complément de la transmission.

Mais alors, pour rendre cet engrenage solide, et non susceptible de se déranger, on a d'abord assemblé avec les bras de la roue une jante en bois F, de 4^{m}60 de diamètre intérieur, et composée de douze segments, dont une face est bien dressée et mise dans un plan parfaitement vertical, afin de recevoir les six segments qui composent

la roue dentée I, en les faisant porter sur toute la circonférence; réunis entre eux par des boulons qui traversent leurs oreilles, ils ont été préalablement ajustés à l'atelier, de manière à former un cercle aussi parfait que possible; ils sont ensuite boulonnés sur chacun des bras.

CONDITIONS DE MARCHE. — Nous avons dit que la chute est d'environ 12m80; le volume d'eau disponible étant très-variable, a été trouvé égal, au minimum, à 50 litres par 1″, et 120 litres au maximum. Ce dernier chiffre a été pris nécessairement pour base des dimensions du moteur.

En comptant sur une dépense moyenne de 85 litres, sa puissance théorique égale

$$85 \times 12^{m}80 = 1088 \text{ kilogrammètres,}$$

$$\text{soit en chevaux : } \frac{1088}{75} = 14^{ch}50$$

Sa vitesse de régime étant de 2 tours par minute, elle menait, dans ces conditions, un moulin à l'anglaise de quatre paires de meules, faisant, par une transmission à triple harnais, 120 tours par 1′, et dont le rendement pouvait s'élever de 75 à 90 hectolitres de blé moulu en vingt-quatre heures, en mouture lyonnaise.

ROUE EN DESSUS D'UN GRAND DIAMÈTRE

Par M. REDTENBACHER

(FIG. 14 A 18, PL. 8)

M. Redtenbacher indique également, dans son traité de construction, le mode d'établissement des roues en dessus de grandes dimensions (*grosses oberschlaechtiges rad*).

De l'exemple qu'il en a donné, et qui a la plus grande analogie avec celui que nous venons de décrire, nous avons extrait les assemblages principaux qui peuvent suffire à donner une idée complète de la structure de cette roue.

Les fig. 14 et 15 sont des sections partielles de la jante, longitudinales et transversales;

La fig. 16 est encore une section faite horizontalement sur l'une des couronnes.

On voit par ces détails que les augets B sont assemblés par entailles avec les couronnes A, lesquelles sont aussi formées de deux épaisseurs superposées. Les cloisons inclinées des augets sont seulement un peu amincies en coin de l'intérieur à la circonférence, afin d'en augmenter autant que possible l'inclinaison, tout en conservant entre eux l'espace nécessaire à l'introduction de l'eau.

Cet amincissement de l'extrémité des cloisons a rendu nécessaire de les soutenir l'une par l'autre au moyen d'une petite entretoise *a* placée au milieu de la largeur de l'aubage, et qui consiste dans une virole longue traversée par un boulon qui la fixe entre les cloisons. Bien entendu, toutefois, que cette précaution n'est surtout nécessaire que si la largeur de la roue atteint ou dépasse 1 mètre.

La réunion des bras avec les joues de la couronne se fait par entaille, ou encastrement complet de l'épaisseur extérieure; deux boulons *b* déterminent l'assemblage, avec un troisième *b'*, formant entretoise, qui traverse la roue suivant sa largeur. Deux platines en fer entaillées dans le bras et dans la paroi intérieure de la joue reçoivent la pression des têtes et des écrous.

Mais ce qui donne à cette roue un caractère de bonne construction, c'est surtout son mode d'assemblage et de consolidation de la couronne avec l'axe de rotation.

Les bras E, qui vont en s'écartant à partir de la couronne, s'assemblent avec deux tourteaux en fonte C montés sur l'arbre en fonte D (fig. 17 et 18). Mais ils sont réunis par des croix de Saint-André F, qui sont assemblées avec eux par un sabot en fonte et sont aussi assemblées avec les tourteaux, lesquels forment deux séries de boîtes pour recevoir les extrémités des bras et des croix de Saint-André. Ensuite, pour contre-balancer les efforts dirigés du centre à la circonférence, des tirants en fer *c* sont rattachés par une extrémité à la couronne dentée fixée sur les bras, à la moitié de leur longueur, et viennent se fixer par un clavetage à une douille ménagée entre chaque boîte des bras, et fondue de la même pièce que le tourteau.

Nous ferons remarquer encore, à l'égard du montage des tourteaux sur l'arbre, une disposition qui, pour n'être pas absolument usuelle, n'en a pas moins son mérite.

Nous voulons parler d'une virole conique *d*, engagée dans une rainure circulaire ménagée dans l'arbre, et contre laquelle vient s'appuyer le tourteau qui porte une fraisure correspondante. Cette virole, évidemment en deux parties sur sa circonférence, est mise en place après le passage des deux tourteaux, et leur forme ainsi une embase bâtarde qui permet de tenir coup au serrage de la clavette.

Le mécanisme de la vanne de cette roue présente une particularité qu'il peut être intéressant de citer, comme utilement applicable chaque fois qu'il s'agit d'un grand diamètre, et qu'on ne peut atteindre facilement au sommet.

L'arbre horizontal qui commande directement la vanne est lui-même commandé par un arbre vertical et une paire de roues d'angle. Cet arbre descend jusqu'à la hauteur du centre de la roue; et comme il se termine par une manivelle ou un coude, on peut, en agissant directement sur l'axe vertical manœuvrer la vanne quoiqu'on se trouve placé à 6 mètres en contrebas de la place qu'elle occupe.

Le diamètre de ce moteur est de 12 mètres et sa largeur intérieure $1^{m}90$.

Il est établi pour une chute de $12^{m}60$ et une dépense de 190 litres. D'où sa puissance théorique est égale à 32 chevaux.

ROUE EN DESSUS

CONSTRUITE EN FONTE ET EN BOIS AVEC COYAUX CREUX EN FONTE POUR L'ÉCHAPPEMENT DE L'AIR

Par M. BRIÈRE, ingénieur

(FIG. 1 A 5, PL. 9)

A part la particularité que ce moteur présente dans la disposition imaginée pour faciliter l'échappement de l'air de ses augets, il a encore ce cachet de construction caractéristique qu'on ne rencontre dans nul autre, et qui ne peut en effet appartenir qu'au produit d'une intelligence tellement libre de toute entrave routinière qu'elle a pu prendre, sans se tromper, un chemin différent de celui rigoureusement suivi par tout constructeur spécial de ce genre de machine.

M. Brière, qui en est l'auteur, travaillait, du reste, pour lui-même, ou du moins pour une usine dont il était directeur, et il lui était loisible de donner librement essor à ses idées comme mécanicien.

Nous avons montré combien il est important de laisser à l'air, qui tend à s'accumuler dans les augets d'une roue en dessus, une issue facile, afin d'éviter que l'eau soit projetée au dehors, et de faire en sorte qu'elle puisse s'introduire aisément dans la roue.

On a vu que deux moyens sont en usage pour éviter cet inconvénient. Le premier, qui est le plus généralement suivi, consiste à donner à la roue une plus grande largeur qu'à l'orifice du vannage. Le deuxième consiste à ménager des ouvertures dans la fonçure, et même, d'après un exemple cité précédemment, à établir une fonçure double qui laisse des passages libres pour la circulation de l'air des augets à l'intérieur de la roue.

Le mode adopté par M. Brière consiste à faire reposer les augets, en les soutenant dans le sens de la largeur de la roue, sur de petits coyaux ou *bracons*, creux intérieurement, comme des tuyaux coudés, de telle sorte que l'air refoulé dans le fond des augets, trouvant issue par les coyaux, peut aisément s'échapper à l'extérieur. Une telle disposition devient, du reste, très-urgente, pour une roue comme celle-ci, dont la largeur n'est pas moins de 4m40, et qui est susceptible de dépenser 800 à 900 litres d'eau par seconde, dans certains cas, et, au minimum, 600 litres dans les circonstances ordinaires.

CONSTRUCTION GÉNÉRALE DE LA ROUE. — La fig. 1 est une vue partielle, en élévation, de la roue, partie extérieurement, et partie coupée suivant deux plans verticaux, dont l'un est situé proche l'une des deux couronnes extérieures, et l'autre devant l'une des deux couronnes intermédiaires garnies de coyaux creux.

La fig. 2, qui est aussi une vue partielle, représente la roue en coupe transversale, suivant son axe normal, et en vue extérieure à partir de cet axe.

La roue est construite en fonte, bois et fer. L'arbre, les tourteaux, les couronnes extérieures et les coyaux sont en fonte; les bras, les couronnes intérieures et les fonds des augets sont en bois; ceux-ci sont en tôle et en bois; les frettes, les brides et les boulons sont en fer.

L'arbre A, qui est d'une longueur totale de 5m74, y compris les tourillons, est fondu creux avec ceux-ci, comme l'indique la fig. 2; il n'a pas moins de 66 centimètres de diamètre au milieu, mais 3 centimètres d'épaisseur seulement, et 27 centimètres aux collets, qui ne sont traversés que par un trou de 46 millimètres. Vers les extrémités de cet arbre, près de ses tourillons *a*, et à deux distances égales de son milieu, sont ménagées des portées cylindriques *b*, sur lesquelles sont ajustés les moyeux des croisillons ou tourteaux en fonte B. L'une des extrémités de l'arbre A porte la roue dentée C commandant celle D, placée sur un arbre qui transmet la puissance motrice à l'intérieur de l'usine.

Les croisillons ou tourteaux de fonte B, qui réunissent l'arbre aux bras de la roue, présentent une forme notablement différente de celles que nous avons vues jusqu'ici. On a cherché à éviter de percer le bois, et pour cela il a été ménagé des oreilles de chaque côté des croisillons, de manière que les bouts des bras qui s'y trouvent emboîtés sont serrés simplement par des platines en fer et des boulons latéraux *c*, comme on peut aisément le comprendre par la vue de face fig. 1, la section transversale fig. 2, et l'autre section partielle fig. 3.

Chaque tourteau B, alésé au diamètre des portées *b* de l'arbre, est fixé sur celui-ci par quatre fortes clefs en fer rapportées.

Les couronnes extérieures E étant en fonte et celles intérieures F, en bois, l'assemblage des bras G, qui sont tous en bois de chêne, doit avoir lieu de deux façons différentes.

Les couronnes E, formées de plusieurs parties sur la circonférence, sont fondues avec des parcloses *d* dans lesquelles viennent s'ajuster les extrémités des bras, avec des boulons *e* qui les fixent. L'ajustement dans la parclose se fait préalablement à l'aide de coins en fer qui permettent de l'y assujettir avec exactitude, indépendamment des boulons.

Les couronnes intérieures F, étant au contraire formées de cintres en bois, sont d'abord consolidées, ainsi que nous l'avons déjà vu, par des plates-bandes en fer *f*, avec des boulons qui traversent le tout (fig. 1).

L'assemblage des bras a évidemment lieu ici, à tenon et mortaise, avec un boulon *g* tirant à bois de bout avec un écrou prisonnier (fig. 3).

La fonçure H est clouée sur la circonférence extérieure des couronnes en bois F; puis elle se relie aux couronnes en fonte en reposant sur un rebord fondu avec chacune d'elles et s'y trouve fixée au moyen de petits boulons.

Les augets sont formés partie en bois et partie en tôle; la première, *h*, en bois, est disposée suivant les rayons de la roue, et par conséquent perpendiculaire à la fonçure; la seconde est une feuille de tôle de 3 millimètres d'épaisseur qui, au lieu

d'être simplement plane, est coudée de manière à présenter deux plans *i*, *i'* qui forment entre eux un angle de 171 degrés, de façon que l'angle du dernier élément avec la tangente menée à la circonférence extérieure de la roue est réduit à 18 degrés, d'où, en résumé, l'écartement laissé libre entre deux augets, pour l'introduction de l'eau, n'est pas plus de 92 mill., ce qui n'aurait pas été obtenu avec des surfaces complétement droites.

Les trois parties qui forment les augets sont boulonnées avec des nervures ménagées à la fonte aux couronnes extérieures E. Mais elles le sont aussi avec les oreilles appartenant aux coyaux creux I fixés après les deux couronnes intermédiaires F.

Ces coyaux méritent une mention particulière comme remplissant un but qui caractérise surtout ce mode de construction, ainsi que nous l'avons dit en commençant cette relation.

Une partie de la fig. 1, et principalement le détail (fig. 3 et 4), indiquent complétement la structure de ces coyaux.

Ils sont en fonte, coudés suivant la forme des augets; leur section est circulaire, et ils sont creux, communiquant avec l'intérieur de l'auget et avec l'extérieur de la roue. Leur portion, dirigée suivant le rayon, est terminée par un tenon plein qui s'emmanche dans la couronne D, avec une partie noyée dans la fonçure H, formant embase, et une clef *j* à l'intérieur de la couronne pour les y retenir.

Il est facile de concevoir maintenant qu'aussitôt que l'eau s'introduit dans un auget, en admettant même que la lame en remplisse complétement l'ouverture, l'air puisse aisément s'en échapper, puisqu'il trouve une issue par chacun des deux coyaux correspondants. De même, à la sortie de l'eau, l'air peut rentrer dans l'auget et favoriser le dégorgement.

Coursier et vannage. — Il reste peu de chose à dire du coursier J, qui se trouve dans des conditions analogues à ce que l'on a vu jusqu'ici.

Il est en bois, légèrement incliné de la vanne à la roue; son extrémité, qui devient très-mince, est garnie par une feuille de tôle, qui se replie du dessus au dessous.

La vanne K est maintenue dans un cadre en charpente L, dans lequel elle est montée en coulisse; deux crémaillères *k*, engrenant avec les pignons *l* de l'arbre *m*, permettent d'en régler la position.

Conditions de marche et d'établissement de la roue. — Elle a été établie sur les données suivantes :

Hauteur de la chute moyenne.................	6m535
Volume d'eau disponible par 1''...............	500 à 900 lit.

Son diamètre étant égal à 6m250, et tangente par sa circonférence au niveau inférieur, la pression sur le sommet est

$$6^{m}535 - 6{,}250 = 0^{m}285.$$

Sous laquelle pression l'eau arrive sur la roue avec une vitesse d'environ $2^{m}36$.

La vitesse de rotation étant réglée à 4 tours par minute, la vitesse à la circonférence égale

$$\frac{6{,}250 \times 3{,}1416 \times 4}{60} = 1{,}303.$$

Par conséquent, le rapport $\frac{v}{V}$, c'est-à-dire de la vitesse de la roue et de l'eau initiale, devient

$$\frac{1^{m}303}{2^{m}36} = 0{,}55.$$

On trouve pour les autres dimensions :

Largeur totale de la roue..........................	$4^{m}400$
Nombre d'augets..................................	72
Profondeur de la couronne..........................	0,360

En admettant une moyenne de 750 litres pour la dépense, son effet théorique égale

$$\frac{750 \times 6{,}535}{75} = 65{,}35 \text{ chevaux.}$$

Mais cette dépense s'élevant parfois à 900 litres, pour laquelle la roue peut encore suffire, elle est donc capable d'une puissance maximum théorique de

$$\frac{900 \times 6{,}535}{75} = 78{,}42 \text{ chevaux,}$$

soit, en résumé, comme effet utile, en raison de sa bonne construction,

$$78{,}42 \times 0{,}8 = 62^{ch.}736.$$

Cette roue fait marcher une filature de coton de quinze mille broches de métiers continus, qui, ainsi qu'on le sait, absorbent une plus grande force motrice que les autres métiers du même genre.

ROUES A AUGETS EN DESSUS

CONSTRUITES ENTIÈREMENT EN MÉTAL

(PLANCHES 10, 11 ET 12)

Après les roues construites en bois et en métal viennent se placer celles où il n'entre exactement que du fer et de la fonte. Comme théorie il n'existe pas de différence, si l'on en excepte le principe du tracé des augets.

La construction en métal comprend plusieurs types assez distincts, comme structure générale et comme forme d'augets.

Pour les diamètres moyens, les croisillons sont ordinairement formés de couronnes divisées en plusieurs segments et boulonnées avec les bras qui sont fondus à part, et qui sont eux-mêmes assemblés avec des tourteaux, de la même façon que dans les précédentes roues.

Lorsqu'il s'agit des plus petites dimensions, soit pour des diamètres ne dépassant pas 2m 50 à 3 mètres, on peut fondre chaque croisillon d'une seule pièce comprenant la couronne, les bras et le tourteau, qui devient un simple moyeu.

Puis enfin, pour les roues qui atteignent 8 mètres et plus, les couronnes sont évidemment formées de plusieurs segments; les bras en fonte sont remplacés par des tirants en fer forgé rond, en nombre suffisant, et qui s'assemblent avec le tourteau par des taraudages et des écrous.

On verra justement ici un exemple de chacun des trois types, avec l'application de deux formes d'augets.

Le premier exemple à citer est une roue qui a été montée en 1841 dans la filature de laine de M. Charles Bellot, à Augecourt, près Sedan.

Il suffit de jeter les yeux sur la pl. 10, qui représente cette roue, pour apprécier à sa juste valeur sa bonne et belle construction, entièrement due à M. C. Bellot lui-même.

ROUE A AUGETS CONSTRUITE EN FONTE ET EN FER

(FIG. 1 A 4, PL. 10)

ENSEMBLE DE LA CONSTRUCTION

Cette roue est établie pour marcher sous une chute de 4m546, et dépenser un volume de 360 litres par seconde environ.

Son diamètre est de 4m100 et sa largeur intérieure 2m920; la charge sur le sommet de la roue est donc moyennement égale à 44 ou 45 centimètres.

Elle est formée de deux croisillons extérieurs dont les couronnes A, les bras B et

les tourteaux C sont fondus séparément et rassemblés au moyen de boulons. Son arbre D est également en fonte et d'une section circulaire dans toute sa longueur. Mais il est creux, et les tourillons sont en fer et rapportés.

Les deux couronnes comprennent entre elles 40 augets en tôle courbée qui sont rivés sur une fonçure également en tôle. Mais à cause de la grande largeur de la roue, les augets sont en deux bouts sur leur longueur et le raccord des deux parties se fait au milieu sur une jante ou couronne E sans bras, qui est parfaitement consolidée par 16 boulons F posés en écharpe, et qui sont reliés aux tourteaux C.

Le moteur transmet sa puissance par une couronne dentée G, fixée sur l'une des couronnes et à sa circonférence extérieure.

Arbre, tourillons et coussinets. — L'arbre D est, ainsi qu'on l'a dit ci-dessus, fondu creux dans toute sa longueur. Sa forme générale est à peu près celle d'un balustre double avec des renflements ou parties cylindriques aux deux extrémités pour recevoir les deux tourteaux C.

Le diamètre à l'endroit des portées est de 350 mill., et 265 auprès du cordon saillant qui figure au milieu de sa longueur. Comme il est évidé intérieurement suivant un diamètre de 125 mill., il s'ensuit qu'il conserve seulement une épaisseur de 55 mill. mais dans les parties les plus minces.

Cet arbre a 3m630 de longueur totale, plus les tourillons *a* qui sont rapportés. Pour qu'une pièce semblable soit parfaitement saine, c'est-à-dire sans soufflures, elle doit être coulée debout, ou tout au moins fortement inclinée avec une masselotte à la partie supérieure où vient se loger la crasse, et que l'on coupe à froid.

Dans ces conditions de fabrication, un arbre en fonte résiste bien au travail de la roue. Un arbre en fer ne vaudrait pas moins, si ce n'est toutefois la flexion qui peut se manifester quand la largeur de la roue est un peu considérable comme dans celle-ci, vu que le diamètre d'un arbre en fer est nécessairement moindre que celui d'un arbre en fonte, que l'on peut augmenter pour ainsi dire à volonté, soit en le faisant rond et creux, soit en le laissant plein, mais garni de nervures.

Les deux tourillons *a* sont en fer forgé ajustés de force aux deux extrémités de l'arbre dans lequel ils pénètrent suivant une partie tournée de 0,300 de longueur, fixés à demeure par des clefs en acier. En dehors de l'ajustement, la partie qui constitue le tourillon proprement dit, et qui est engagée dans le palier *b*, est aciérée pour augmenter sa résistance. Le tourillon a 100 mill. de diamètre, et une portée de 160.

Cet ajustement, qui n'est pas vu sur la pl. 10, où l'arbre est représenté en vue extérieure, est indiqué en détail pl. 12 fig. 9, qui est une section longitudinale partielle de l'une des extrémités de l'arbre.

Quelquefois cet ajustement se fait en tournant les tourillons légèrement coniques, et en les traversant par une clef méplate arrondie sur les angles et chassée de force au travers de l'arbre. Mais en adoptant ce mode d'ajustement on doit prendre une certaine précaution pour ne pas faire éclater l'arbre sous l'influence du serrage de la pièce qui fait coin.

Les paliers *b* sont en fonte avec coussinets de bronze. Leurs semelles sont incrus-

tées de toute leur épaisseur dans les pierres de taille qui forment le couronnement des deux murs latéraux ou bajoyers, que traversent les boulons *e* qui servent à fixer les paliers.

Dans une roue comme celle-ci, où le métal est employé exclusivement dans sa construction, l'arbre est donc en fer ou en fonte.

Quand il est en fer, il est naturellement cylindrique, toujours avec des parties saillantes pour recevoir les tourteaux, et qui permettent de ne pas tourner l'arbre dans toute sa longueur.

En fonte, la forme est variable ; ici elle est complétement ronde ; autre part c'est un noyau cylindrique garni de nervures plates, augmentant de largeur vers le milieu, suivant la forme usuelle des balanciers. Si le diamètre est un peu plus grand, l'arbre peut être fondu creux. On en a un exemple pl. 5, dans son application à une roue à aubes.

On pourrait citer divers systèmes qui se font remarquer particulièrement par l'ajustement des tourillons, lesquels font partie, dans certaines circonstances, de plateaux qui se fixent aux extrémités de l'arbre (creux dans ce cas-là), au moyen de brides et de boulons, ou encore par un ajustement avec clavettes.

Sans chercher à entrer dans plus de détails au sujet de ces divers systèmes, nous donnons seulement ici un tracé qui pourra donner l'idée d'un autre genre de construction d'arbre que l'on adopte quelquefois et dont a vu aussi une application pl. 5. C'est le détail d'un arbre en tôle pour une roue hydraulique.

La fig. 10 de la pl. 12 représente l'extrémité d'un arbre ainsi établi et l'ajustement du tourillon.

Il est formé dans toute sa longueur de manchons de tôle A réunis bout à bout par des ceintures rivées *a*, disposées en couvre-joint ; les points qui doivent recevoir les tourteaux sont garnis d'une virole en fer *b* d'une épaisseur convenable, et mises à leur place avant la réunion des manchons A par les ceintures *a*. Ces viroles, ajustées sur les manchons avec beaucoup de précision, sont arrêtées par des boulons ou rivets, à têtes noyées extérieurement, permettant de tourner la virole pour l'ajustement des plateaux. Ceux-ci doivent y être montés, comme à l'ordinaire, au moyen de clavettes de serrage.

Le tourillon C a été réservé en fer, qui vaut infiniment mieux que la fonte, dans cette application, ainsi qu'on le sait. Pour cela l'arbre est fermé à chaque extrémité par un manchon en fonte B, autour duquel se boulonne la tôle qui constitue la partie cylindrique ; le tourillon C est ajusté dans ce manchon par une partie légèrement conique et fixé par une clef *c* qui traverse le tout ; c'est précisément l'ajustement dont nous avons parlé ci-dessus.

Mais, afin d'éviter l'inconvénient dont nous parlions également, le bout du manchon en fonte B est garni d'une frette en fer *d*, entrée de force et à chaud, qui empêche la rupture de la pièce B sous l'influence de la clavette.

Cette construction est donc extrêmement solide et pratique. On peut toujours donner des dimensions suffisantes pour éviter la torsion sans tomber dans l'exagération.

Ainsi, l'emploi des tôles de 5 à 8 mill. pour des diamètres de manchons variant de 350 à 600, convient évidemment des plus faibles roues aux plus puissantes. Seulement, lorsque la largeur de la roue est un peu considérable, comme dans l'exemple que nous avons montré pl. 5, l'intérieur de l'arbre peut être armé de cloisons qui empêchent la flexion, sans avoir besoin d'adopter des dimensions qui dépassent les conditions pratiques.

Couronnes, bras et tourteaux. — Chacun des deux croisillons extérieurs de la roue se trouve composé d'une couronne A, formée de huit segments, et d'un même nombre de bras en fonte B assemblés avec un tourteau C.

La réunion des segments entre eux a lieu aux points mêmes de leur assemblage avec les bras. Par les détails fig. 3 et 4 de la pl. 10, on voit qu'en ce point les bouts des segments sont munis de deux rebords *d* qui forment une parclose dans laquelle l'extrémité d'un bras est ajustée et fixée par six boulons *e*.

A partir de la couronne, les bras, d'abord légèrement rétrécis, s'élargissent ensuite jusqu'à leur extrémité opposée; leur ajustement dans le tourteau se fait sans modifier cette forme, qui peut présenter l'avantage de retenir les bras dans le sens de l'extension du centre à la circonférence, à part la résistance propre des boulons. L'épaisseur des bras est de 20 mill., et leur largeur moyenne 140. Ils sont renforcés par une nervure placée au milieu de leur largeur et par une moulure en saillie qui garnit les deux bords, sur la face extérieure de la roue.

Les couronnes A ont 230 mill. de largeur sur 15 d'épaisseur; leurs bords extérieurs sont garnis d'une petite moulure circulaire qui forme à la fois nervure et ornement, et sur leur face intérieure est ménagé un rebord saillant de 48 mill. pour recevoir la fonçure. La même face intérieure est garnie de nervures de même saillie, ayant exactement la forme des augets qui s'y trouvent boulonnés.

Les fig. 1 et 2 de la pl. 12 représentent à une plus grande échelle le détail d'une portion de l'aubage, en sections longitudinale et transversale. L'ajustement des augets avec la couronne est suffisamment rendu clair par ces figures, sur lesquelles nous reviendrons à propos des augets eux-mêmes.

Les deux tourteaux C qui réunissent les bras, et par lesquels les croisillons entiers sont fixés sur l'arbre, ont à peu près 1 mètre de diamètre; ils sont garnis de nervures servant de parcloses pour l'ajustement des bras; et entre les bras ils portent des bossages cylindriques obliques pour recevoir l'extrémité des tirants F qui soutiennent la couronne centrale E (voir les fig. 7 et 8 de la pl. 12, dans lesquelles la première est une vue de face, partielle, d'un tourteau, les bras supposés enlevés).

La fig. 8 est une section horizontale suivant la ligne brisée 1-2-3, passant par le milieu de l'ajustement d'un bras et par l'intervalle de deux, sur le bossage où se fixe un des tirants F.

A part les augets qui déjà réunissent les deux croisillons extérieurs, et les tirants F qui relient le centre avec les tourteaux, les deux couronnes A et celle E sont reliées par huit boulons entretoises J, taraudés aux deux extrémités et au centre, et munis de deux écrous à chacun des trois assemblages.

Ces boulons J étant justement sur chacun des bras, occupent par conséquent la

meilleure place pour que la solidité soit complète et le montage le plus rationnel possible.

C'est aussi infiniment mieux que de les placer dans les augets, ainsi qu'on le fait dans les constructions en bois, et qu'on l'a vu précédemment.

Augets et fonçure. — Les fig. 1 et 2 de la pl. 12 représentent spécialement l'assemblage des augets avec l'une des couronnes extérieures A et la forme exacte de cette dernière.

Les augets H sont formés chacun d'une seule feuille de tôle de 2 1/2 à 3 mill. d'épaisseur, qui a été courbée à chaud entre deux mandrins en fonte. Ils sont boulonnés, d'une part, avec les nervures courbes *f*, venues de fonte avec les couronnes, et, d'autre part, avec la fonçure I. Celle-ci est fixée de même sur le rebord *g*, qui laisse une feuillure dont la profondeur est égale à l'épaisseur de la tôle pour que l'affleurement ait lieu exactement. Mais, par la grande largeur de la roue, augets et fonçure sont formés de deux bouts qui viennent se joindre au milieu sur la couronne centrale E.

Par les fig. 3 et 4 de la pl. 12, on voit que cette couronne est simplement annulaire, sans bras, et que sa section a la forme d'un T; elle est fondue en plusieurs pièces, avec des évidements rectangulaires *h* pour en diminuer le poids. Quoiqu'elle ne soit pas directement reliée à l'arbre, elle est néanmoins parfaitement supportée par les tirants en fer F, qui sont clavetés avec les bossages cylindriques *i* venus de fonte avec cette couronne, et reliés aux deux tourteaux C par les bossages semblables *j* qui s'y trouvent ménagés; les tirants étant taraudés dans cette partie, deux écrous les retiennent en place, et permettent de les fixer très-solidement tout en réglant facilement leur position.

La réunion des feuilles de tôle composant chaque auget a lieu sur une large plate-bande en fer plat *k*, de 7 à 8 millimètres d'épaisseur, à laquelle on a donné à la forge la forme des augets, et ces plates-bandes sont fixées sur la couronne E au moyen de boulons. De façon que cette disposition établit non-seulement la réunion des feuilles de tôle, mais permet encore de donner aux augets toute la résistance nécessaire en raison de la charge qu'ils ont à supporter.

Tracé des augets. — Rien n'est plus convenable, sous tous les rapports, que la forme donnée à ces augets. Elle s'accorde aussi bien aux manipulations du métal qu'à l'admission de l'eau.

En effet, une courbure continue fatigue beaucoup moins le métal qu'une brisure prononcée, dans le genre des augets en bois, et qui se pratique cependant quelquefois avec la tôle, comme nous le verrons plus loin.

D'autre part on peut, par cette courbure et le peu d'épaisseur du métal, disposer la paroi extérieure de l'auget de façon que son élément extrême soit presque tangent au cercle extérieur de la roue, ce qui permet de retarder beaucoup le point de déversement.

Néanmoins on peut s'écarter légèrement de cette condition, comme on l'a fait ici, sans grand inconvénient. L'élément extrême de la paroi extérieure des augets, dans la roue dont nous nous occupons, forme un angle de 10 degrés avec la cir-

conférence. Voici, en résumé, le procédé graphique employé ici pour déterminer le tracé d'un auget, fig. 1, pl. 12.

La circonférence de la roue ayant été divisée en autant de parties qu'elle doit avoir d'augets, on a mené des rayons $l\ r$, $l'\ r'$, etc., puis, par ces mêmes points $l\ l'$, on a tracé les obliques $l\ n$, $l'\ n'$, formant avec les rayons un angle de 80 degrés : soit, avec les tangentes qui seraient menées à la circonférence, l'angle de complément 10 degrés. Les droites obliques ont été ensuite arrêtées aux points n et n', de façon que la distance de ces points à chacune des obliques voisines soit, au plus, la moitié de l'épaisseur minimum de la lame d'eau admise; puis, par les points n et n', on a tracé les rayons $n\ o$, $n'\ o'$, qui expriment le fond géométrique des augets, c'est-à-dire que les droites $l\ n$ et $n\ o$, représentent un auget qui serait formé de parois en lignes droites, les épaisseurs supposées égales à zéro.

Maintenant il ne reste plus, pour achever le tracé, qu'à élever au point l une perpendiculaire $l\,p$ à $l\ n$, sur laquelle on prend le centre p de la grande courbe $l\ q$, le rayon $l\ p$ étant égal ici à 590; puis enfin, à tracer l'arc de cercle $q\ q'\ q^2$ à la fois tangent à la grande courbe, au rayon $n\ o$ et à la circonférence qui marque l'extérieur de la fonçure.

Rien n'est plus aisé ensuite que de déterminer les épaisseurs en traçant des arcs de cercles concentriques aux premiers à une distance correspondante à ces épaisseurs.

Quant à la valeur de l'angle sur lequel repose, pour ainsi dire, tout le tracé, il n'est pas possible d'en fixer la valeur *à priori*, valeur qui change nécessairement avec le rapport de la largeur de la couronne au diamètre de la roue (voir plus loin *Règles et données pratiques*); mais il est évident aussi qu'il peut varier d'une certaine quantité sans modifier sensiblement le résultat, et que le système d'aubage en tôle, par la courbure et le peu d'épaisseur de la matière, permet de le rendre aussi faible qu'on le désire, presque nul si l'on voulait, ce qui revient, dans ce dernier cas, à prendre le centre de la grande courbure sur le rayon même $l\ r$, sauf à en diminuer le rayon pour conserver aux parois l'écartement suffisant pour l'introduction de l'eau.

Cet écartement est de 100 millimètres dans notre exemple, pour une épaisseur de lame égale à 70 millimètres sous laquelle fonctionne le moteur.

Transmission du mouvement. — La roue transmet sa puissance par la couronne dentée G, adaptée directement à l'une des deux joues A; elle engrène avec un pignon K monté sur l'axe qui traverse le mur de tampanne, et communique avec la transmission de l'usine.

La couronne dentée est composée de huit segments qui sont parfaitement ajustés bout à bout, et qui reposent à chaque joint sur des consoles venues de fonte avec la couronne A. (Voir les détails fig. 5 et 6, pl. 12).

Chacun des segments est ajusté à plat sur les consoles, et s'y trouve ensuite arrêté par un seul boulon s placé justement entre deux dents. Mais, comme cela doit toujours avoir lieu en pareil cas, les boulons n'ont pas à résister le moins du monde à l'effort de la transmission; chaque segment porte deux ergots t, par les-

quels on l'ajuste entre deux consoles, en établissant la jonction par des clefs *u*, qui doivent servir aussi à centrer la couronne entière.

Ainsi que les figures l'indiquent, le diamètre de l'engrenage G est sensiblement égal à celui de la roue hydraulique, puisqu'il ne l'excède même que de la longueur des dents. Il n'a donc à supporter qu'un effort assez faible, comparativement à ce qu'il peut être lorsque l'engrenage est d'une dimension plus petite que le moteur. Nous verrons plus loin l'évaluation précise de cet effort.

Remarquons, quant à présent, que la denture a 55 millimètres de pas sur 160 de largeur. L'engrenage a lieu fonte sur fonte brute, et dans cette condition il doit être très-bien exécuté, et avoir un certain jeu, latéralement et à fond, pour obvier aux imperfections inévitables de la fonte non taillée, comme aussi pour compenser les variations des centres par suite du tassement des maçonneries.

En résumé, on rencontre peut-être plus souvent des engrenages à denture intérieure, pour cette application, et tels que ceux que nous avons montrés avec les roues précédentes, que des dentures extérieures, comme celle-ci. L'engrenage intérieur présente, comme avantage, qu'un plus grand nombre de dents sont en contact en même temps qu'avec celui extérieur; mais l'adoption de l'un ou l'autre dépend surtout de la disposition des localités, eu égard à la position que l'arbre intermédiaire doit occuper et au rapport à établir entre les deux diamètres des roues : on ne peut donc pas prescrire l'un à l'exclusion de l'autre.

Dans un cas ou dans l'autre, l'engrenage étant appliqué directement sur la roue elle-même, au lieu qu'il soit monté sur l'arbre, ce dernier n'est plus sujet à une torsion aussi considérable; il ne peut éprouver que celle très-faible qui provient de la flexion de la couronne, par ce fait que la transmission n'a lieu que par un seul côté.

Vannage. — Le vannage ne présente rien de particulier comme fonction qui n'ait été décrit précédemment. La construction seule de la vanne M, qui est exécutée en feuilles de tôle renforcées par des cornières en fer, diffère des précédentes, qui sont en bois. Néanmoins, une construction analogue a été indiquée à propos d'une roue de côté représentée pl. 5.

Cette vanne-ci est encore munie de deux crémaillères *v* commandées par les pignons *x* de l'arbre horizontal N.

Sa largeur est moindre que celle de la roue, et est égale à 2,620; c'est 150 millimètres, dont la roue excède de chaque côté, et qui permettent la libre évacuation de l'air.

Le coursier O est construit en bois, comme précédemment, et comme cela se fait presque toujours, quel que soit le mode d'établissement de la roue.

Mentionnons, pour terminer ce qui regarde la roue de M. Bellot, qu'on avait adapté à la vanne un régulateur à air, agissant de la même façon que ceux appliqués aux machines à vapeur pour régler la vitesse.

Cet instrument, dont nous parlerons avec détail à la fin de ce traité, fait ordinairement mouvoir une petite vanne additionnelle, plus légère que la principale, et qui, chaque fois que la vitesse du moteur tend à éprouver une variation, modi-

fie inversement le volume d'eau que la roue reçoit dans un temps donné, de façon à conserver au moteur sa vitesse normale.

Conditions de marche. — La chute étant connue, et égale à 4^m546, il reste à connaître le poids d'eau qu'elle peut recevoir afin de pouvoir déterminer sa puissance théorique.

Or, avec sa largeur de vanne de 2^m620, on l'a fait marcher avec une levée de 70 millimètres et une charge sur le centre égale à 400 millimètres. Il en résulte que le volume d'eau dépensé se trouve être dans ces conditions (38 et 40) :

$$122^l \times 2^m62 \times 1,125 = 359,59 \text{ litres},$$

soit 360 litres d'eau dépensés par seconde.

Par conséquent, la force brute du moteur égale

$$4^m546 \times 360^l = 1636,56 \text{ kilogrammètres},$$

$$\text{Soit en chevaux : } \frac{1636,56}{75} = 21,80.$$

En comparant ce résultat avec la force absorbée par les machines qu'elle mettait en mouvement, on a trouvé que le rendement n'était pas au-dessous de 78 p. 0/0, ce qui n'a rien qui puisse étonner dans les conditions où se trouve cette machine.

Effort sur la transmission. — La vitesse de la roue étant réglée à 1^m56 par 1″, et celle de l'eau, due à la charge 0^m40, étant 2^m80 (9), le rapport des deux vitesses devient :

$$\frac{v}{V} = \frac{1,56}{2,80} = 0,557.$$

L'effort de la denture de l'engrenage fixé sur la couronne est égal à

$$\frac{1636,56}{1,56} = 1049 \text{ kilogrammes}.$$

On suppose encore ici que la roue puisse transmettre pendant un instant toute sa puissance pour ne pas rester au-dessous d'une résistance suffisante.

Du reste, cette même roue fut expérimentée une fois avec une dépense d'eau telle que l'effort qu'elle eut à transmettre fut évalué à 45 chevaux environ, et cependant elle n'en fut aucunement avariée, aucune pièce ne manqua et n'a pas manqué depuis.

ROUE EN MÉTAL DE PETITES DIMENSIONS

AVEC CROISILLONS EN FONTE D'UNE SEULE PIÈCE

(FIG. 1, 2 ET 3, PL. 11)

Cette roue a été établie par nous-mêmes pour faire marcher un moulin de 2 à 3 paires de meules; elle représente ici le mode de construction où les croisillons sont fondus d'une seule pièce chacun, comprenant les joues, les bras et le moyeu.

La chute n'étant, en effet, que de 2m 500, qui est certainement la limite au-dessous de laquelle les roues en dessus cessent d'être applicables, le diamètre n'a que 2m 280 et la largeur 1 mètre, les croisillons sont très-faciles à exécuter d'une seule pièce.

La fig. 1re est une élévation de la roue avec toute la partie chargée en coupe, l'autre partie de la circonférence étant en vue extérieure;

La fig. 2 en est une vue partielle en section horizontale par l'axe, faite dans l'unique but de faire connaître la structure du croisillon.

La fig. 3 est une section transversale de l'une des joues, à une plus grande échelle.

CROISILLONS. — Un croisillon comprend donc, la joue A, portant les rebords *a* et *b* pour fixer les augets E et la fonçure F, et les bras B avec le moyeu C. La joue est bordée extérieurement de deux nervures en demi-jonc, ainsi que les bras, dont le panneau est exactement correspondant à celui de la joue. Les bras sont renforcés extérieurement par une nervure centrale qui est prolongée jusqu'à la circonférence extérieure; une nervure semblable existe intérieurement, mais s'arrête à la circonférence intérieure de la joue A.

Les deux croisillons sont calés sur l'arbre D, qui est en fer forgé. Comme, malgré la petitesse du diamètre, l'effort sur l'assemblage de l'axe est toujours considérable, on a mis trois clefs pour chaque croisillon, au lieu d'une seule, qui pourrait suffire à la rigueur, mais qui fatiguerait beaucoup, et qui serait plus difficile à serrer aussi fortement qu'il est nécessaire de le faire.

AUGETS. — Au lieu de présenter une courbe continue, comme dans la roue précédente, ceux-ci E sont pliés à peu près d'équerre au raccordement de la face inclinée avec le fond, qui est complétement plat, et à celui de ce fond avec le rebord qui réunit les augets à la fonçure. Cependant ces coudes ne peuvent jamais être à angle vif, ce qui serait tout à fait contraire à l'emploi de la tôle, qui ne doit être pliée que suivant des arrondis très-prononcés.

On devra remarquer qu'en fondant les joues d'une seule pièce, et avec les bras, le

nombre des augets n'a pas besoin d'être proportionnel à celui des bras comme dans le cas contraire, où le raccordement de ces diverses parties exige qu'elles renferment exactement un même nombre d'augets. Ici, néanmoins, il y a 6 bras et 24 augets, ce qui n'est que plus régulier.

A part cet avantage, qui n'est cependant que secondaire, ce montage est très-solide et même élégant. Mais il est évident qu'on ne peut en faire usage qu'autant que les diamètres ne dépassent pas une certaine valeur qui est à peu près 4 mètres, au maximum. On peut encore, dans certains cas, prendre un terme moyen, fondre, par exemple, les bras avec le moyeu et rapporter les joues par segments; ou bien faire venir chaque partie de couronne avec un bras, et réunir ceux-ci sur un tourteau fondu à part, ainsi que cela se fait souvent pour les volants des machines à vapeur.

Admission de l'eau. — L'eau est amenée sur le sommet de la roue par le coursier G, avec sa vanne en bois H.

En retranchant le diamètre de la roue de la chute totale, soit 2,500 moins 2,280, il reste 22 cent. pour la lame d'eau ou charge sur le sommet et le désaffleurement du coursier sur la roue, d'où la charge est égale à 20 cent. environ.

En supposant la vanne levée de 5 à 6 cent. c'est une pression de 17 cent. sur le centre de l'orifice, et une vitesse V égale à $1^{m}83$.

Par conséquent, en prenant $\frac{v}{V}$ égal à 0,5, le nombre de tours que la roue doit effectuer dans une minute égale,

$$\frac{1^{m}83 \times 60}{2,28 \times \pi \times 2} = 5^{t}11$$

Cette vitesse est très-faible pour une aussi petite roue, et le plus souvent les roues de dimensions analogues ont une vitesse voisine de 10 tours par minute.

En effet, celle-ci a marché avec une pression d'eau égale à 50 cent. sur le centre de l'orifice, dont la hauteur était de 8 cent. Elle faisait alors 15 révolutions par minute; la dépense était égale à 150 litres par 1'', d'où la puissance théorique développée atteignait $5^{ch}.66$.

ROUE A AUGETS CONSTRUITE EN MÉTAL

Par M. JOHN HALL

ET ÉTABLIE A LA MANUFACTURE DE PORCELAINE DE SÈVRES

(FIG. 4 A 9, PL. 11)

Cette roue est intéressante sous le double point de vue de sa construction et de l'histoire; c'est, en effet, un des monuments qui témoignent du degré d'avancement où se trouvait déjà la mécanique en 1830, année où elle fut construite pour la manufacture de porcelaine de Sèvres.

Malgré l'éloignement de cette époque, relativement aux progrès rapides de l'industrie, on est forcé de reconnaître que la machine dont nous avons à nous occuper en ce moment, possède la plupart des qualités que l'on rencontre aujourd'hui dans les moteurs de ce genre les mieux établis.

La roue de Sèvres fonctionne sous une chute totale de 6m80 avec une pression ou hauteur d'eau sur son sommet de 0m21 à 0m25, et son diamètre égale, en effet, 6,56. La largeur qu'elle présente intérieurement à l'introduction de l'eau est égale à 0,82. Par conséquent, en se basant sur les conditions ordinaires de marche, soit une levée de vanne de 6 cent., la dépense d'eau devient 70 litres environ, et sa puissance théorique égale :

$$\frac{70 \times 6^{m}80}{75} = 6{,}34 \text{ chevaux.}$$

Si elle n'a pas été établie pour une dépense absolument identique, c'est au moins dans cette condition que ses dimensions permettent d'obtenir le maximum de rendement.

Disposition d'ensemble. — La fig. 4 est une élévation de la roue en vue extérieure, et une portion en coupe pour laisser voir l'aubage;

La fig. 5 est une section horizontale par l'axe, et sur ceux D des tirants parallèles aux faces de la roue;

La fig. 6 est une section verticale partielle faite, au contraire, sur les tirants obliques E;

Les fig. 7, 8 et 9 sont des détails d'assemblage.

Les deux joues A sont composées chacune de huit segments, qui sont réunis entre eux, pour former le cercle, par un assemblage à moitié épaisseur avec des boulons qui tiennent les deux parties serrées l'une sur l'autre. Les augets B étant

boulonnés avec les joues, comme dans les roues précédentes, suffisent pour les tenir liées solidement, par le peu de largeur, sans entretoises.

La liaison de la couronne avec l'axe C se fait ici d'une façon un peu différente que ce que l'on a vu jusqu'ici, c'est-à-dire que les bras sont remplacés par des tirants en fer rond D et E, les uns dans les deux plans des faces, et les autres allant en diagonale d'un côté à l'autre.

Ce double système de bras ou tirants se rattache aux deux tourteaux en fonte F fixés sur l'arbre C, comme à l'ordinaire, au moyen d'un clavetage.

Cette disposition, par laquelle la couronne est positivement reliée à son axe par traction simple, est motivée par la faible largeur de la roue et par le mode de transmission qui consiste encore dans une couronne dentée G, fixée à la circonférence même, d'où il résulte que non-seulement l'axe n'éprouve aucune torsion, mais il ne peut guère non plus s'en manifester sur la jante, de la joue qui commande par l'engrenage, à celle opposée.

On a donné à ce genre particulier le nom de *roue à suspension*, attendu que la couronne semble, en effet, suspendue à son axe. Comme roue d'un grand diamètre, construite en métal, c'est, du reste, à peu près le seul système qui puisse convenir pour lui donner toute la légèreté désirable; il est évident qu'il serait impossible de faire des bras de plus de 3 mètres de longueur en fonte de fer, avec une section transversale assez faible pour que leur poids se trouvât suffisamment réduit; et ce n'est pas nécessaire, d'ailleurs, dans les conditions de largeur où l'on se trouve ici.

L'eau est encore amenée sur la roue par un coursier en bois H, muni de sa vanne régulatrice I, commandée par des crémaillères *a*, et des pignons *b* montés sur un axe horizontal *c*.

On fera peut-être la remarque que la vanne se trouve beaucoup plus près du centre vertical du moteur que nous ne sommes dans l'habitude de le conseiller; mais si l'on fait en même temps l'observation que la pression sur le sommet est extrêmement faible (25 centimètres) et le diamètre très-grand, on en déduit que l'admission de l'eau, dans cette situation spéciale, ne doit pas en souffrir notablement.

Néanmoins, cette vanne serait reculée jusqu'à 70 ou 80 centimètres que cela ne vaudrait pas moins; et, disons-le, vaudrait mieux, dans le cas où la charge normale se trouverait augmentée fortuitement pour une cause ou une autre.

COURONNES, TOURTEAUX ET TIRANTS EN FER. — Les fig. 13 et 14 de la pl. 12 représentent une portion de couronne composée des joues A et leur assemblage avec les tôles qui forment les augets;

Les fig. 15 et 16 représentent la même portion de couronne, mais vue extérieurement pour laisser voir la couronne dentée G et son mode d'application sur la joue en fonte;

Les fig. 11 et 12 représentent l'un des tourteaux F en vue extérieure et en section horizontale suivant la ligne brisée 1-2-3.

On voit que la construction de la couronne et l'assemblage de ses joues A avec les augets B sont complétement identiques à ce que l'on a vu à l'égard de la roue

précédente : il n'y a donc rien à ajouter qui n'ait été dit déjà; mais les tourteaux qui rattachent la couronne à l'axe de la roue ont une forme spéciale appropriée à la disposition des bras ou tirants en fer.

Chaque tourteau consiste dans un plateau circulaire, garni, au centre, d'un fort mamelon par lequel il est calé sur l'axe C, et à la circonférence, d'un rebord épais percé de trous pour le montage des tirants D et E, avec des bossages *d* et *d'* qui entourent les trous, tant pour conserver la résistance de la pièce que pour recevoir les écrous à l'aide desquels on fait l'assemblage.

Les tirants D perpendiculaires à l'axe C, et qui forment les croisillons extérieurs, sont terminés chacun, du côté de la couronne, par un T qui se trouve encastré dans un bossage rectangulaire *e*, ménagé sur la face intérieure de chaque joue A. Par les fig. 8 et 9 de la pl. 11, qui représentent cet assemblage, on peut voir que l'arasement intérieur du T, ou la partie contre laquelle le tirage s'exerce, est hors d'équerre, de façon que, par cette traction, la tige se maintienne naturellement dans son entaille et qu'elle n'ait aucune tendance à s'échapper, ou, soit dit techniquement, *qu'elle ne tire pas au vide*. L'autre extrémité de chacune des mêmes tiges D est terminée par une portée cylindrique, plus forte que le corps, qui traverse le rebord du tourteau à l'intérieur duquel elle est taraudée pour recevoir un écrou et un contre-écrou.

C'est donc par le serrage de ces écrous que l'on donne aux tirants la rigidité convenable, et que l'on exerce la traction qui maintient la couronne réunie à son axe.

Mais le tirage des premiers boulons D ne suffirait pas, malgré son énergie, pour empêcher la couronne de gauchir et de trembler, par le grand diamètre et son peu de largeur; il est indispensable d'ajouter une série d'autres tirants E, qui se croisent, et font l'effet de diagonales invariables à l'égard des rectangles que forment les tirants D avec l'axe et la couronne.

L'ajustement des tirants obliques avec les tourteaux est le même que celui des premiers D; mais leur liaison avec les joues A est différent, ainsi que l'indique la fig. 7 de la pl. 11. Dans ce dernier cas l'extrémité de chacune des tiges est taraudée et vissée dans un bossage rond *f* appartenant à la joue A, et de plus fixée au moyen d'une clavette *g*.

On remarquera que les tirants obliques E se croisant deux à deux dans un même plan, sont un peu courbes, de façon à se superposer à leur point de rencontre, ce qui n'offre, du reste, aucun inconvénient sous le rapport de la solidité, puisqu'ils se soutiennent réciproquement. Néanmoins, si le diamètre de la roue était moindre, il serait assez difficile de leur donner la tension nécessaire par les écrous, dont le serrage devrait être extrêmement énergique, à moins que l'on ne réduisît le diamètre des tiges proportionnellement.

Arbre de la roue. — L'arbre C est en fonte et ne porte que les tourteaux F, qui s'y trouvent fixés sur des portées cylindriques au moyen de quatre clavettes chacun. La portion de l'arbre comprise entre les tourteaux est un noyau rond légèrement renflé et garni de quatre nervures courbes qui viennent se terminer sous forme de

talons arasés avec les embases contre lesquelles portent les tourteaux. En dehors de ces derniers l'arbre est terminé par des tourillons cylindriques par lesquels l'ensemble de la roue repose sur les paliers J. On remarquera encore que l'arbre est prolongé du côté de la commande pour atteindre le palier correspondant qui se trouve excentré de la quantité nécessaire pour le passage de la couronne dentée G.

Cet arbre est fondu plein; son diamètre au milieu de la longueur est de 180 millimètres, et les portées en ont 100; la distance des paliers J, de centre en centre, est de 1m250 : il est donc bien assez résistant, n'étant aucunement soumis à la torsion, et n'ayant qu'à supporter le poids de la roue et de l'eau qu'elle contient en marche.

Transmission du mouvement. — La couronne dentée G, par laquelle la roue transmet sa puissance et son mouvement, est fondue en quatre segments appliqués contre l'une des joues A, et qui sont reliés entre eux bout à bout par un boulon pour chaque jonction (voir les détails fig. 15 et 16).

A chaque jonction les extrémités des deux segments sont garnies d'une nervure et d'une patte, de façon que les deux réunies forment une partie rectangulaire qui se trouve engagée entre les deux talons *h* venus de fonte avec la joue A, disposition semblable, quant au résultat, à ce que l'on a déjà montré précédemment, pour soustraire complétement les boulons à l'effort transmis par la denture.

A part cela, l'ensemble de la couronne est maintenue contre la joue A par trois boulons *i* pour chaque segment, c'est-à-dire pour douze boulons en totalité.

Quant à la structure de cette couronne, sa section transversale est simplement une équerre, dont la face verticale est dressée et s'appuie sur la joue A qui porte des saillies correspondantes pour la recevoir, et dont l'autre face porte intérieurement les dents d'engrenage. Quatre nervures *j*, en écoinçons, garnissent chacune des portions pour augmenter sa résistance, et surtout pour qu'elles aient bien conservé leur forme pendant la fusion.

Effort sur la denture. — En conservant les conditions dans lesquelles nous avons supposé l'état de marche de la roue, sa vitesse de rotation calculée sur celle de l'eau initiale, doit être, en moyenne, égale à 3 tours environ par minute; sa vitesse circonférentielle étant de 1 mètre par 1″. Celle de la denture, dont le diamètre est un peu plus faible, égalerait de même 0m957.

Par conséquent, avec 6m80 de chute, et une dépense de 70 litres par 1″, la pression sur la denture égale

$$\frac{70 \times 6{,}80}{0^{m}957} = 497 \text{ kilogrammes.}$$

Ses dimensions, pour résister à cet effort, sont :

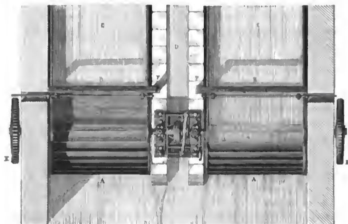
Épaisseur des dents.	25 mill.
Largeur —	100

Ces dimensions sont à peu près celles que l'on donnerait actuellement pour une même résistance, dans les circonstances ordinaires de la construction des machines.

ROUES EN DESSUS ACCOUPLÉES

CONSTRUITES EN FER ET FONTE

Fig. 35.



Ayant été chargé nous-même un jour de l'étude d'un projet de moteur hydraulique avec certaines conditions particulières, nous avons été conduit à adopter la disposition, que les figures ci-contre 35 et 36 indiquent, et qui consistent en deux roues en dessus, à augets, qui peuvent marcher indépendantes ou réunies par leurs axes, à volonté.

Pour justifier ce projet et permettre d'en faire l'étude avec nous, disons quelles étaient les conditions proposées.

Le moteur devait occuper l'intervalle compris entre deux bâtiments qui renfermaient tous deux des appareils à mettre en mouvement.

La prise d'eau occupait le même intervalle, mais à l'extrémité opposée à celle où devait se trouver l'axe des roues hydrauliques, c'est-à-dire que le chenal C amenant l'eau sur les moteurs devait avoir une longueur d'environ 8 mètres.

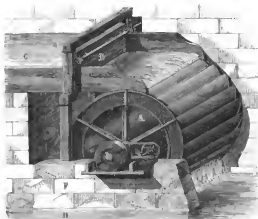
La chute égalait 2m 20; et la dépense variant de 450 à 650 litres environ, suivant les diverses époques de l'année.

D'après cela, pour obtenir une vitesse de rotation assez grande on s'est arrêté d'abord à employer des roues en dessus quoique la chute disponible fût très-faible, et même au-dessous de la limite que l'on assigne d'ordinaire pour l'emploi de ce système de moteur.

Mais avant d'adopter les roues en dessus il était important de s'assurer si l'emplacement disponible, pour établir les moteurs, suffisait pour avoir une largeur de roue et d'orifice capable d'effectuer la dépense ; on a vu, en effet, qu'avec les roues en dessus, les dépenses par unité de largeur sont infiniment plus restreintes qu'avec les roues en déversoir avec lesquelles on dépense généralement 2 à 300 litres par mètres dans les conditions les plus ordinaires, tandis que les roues en dessus ne dépassent guère 150 à 200 litres.

Dans le cas présent la dépense maximum étant 650 litres, et la largeur totale 6m00, la dépense par mètre ne pouvait pas être inférieure à 110 litres, et devait surtout être supérieure attendu qu'il fallait prendre aux dépens de l'emplacement disponible un canal de décharge pour les eaux, ce qui devait réduire la largeur des roues ou de la roue, s'il n'en existait qu'une seule.

Fig. 36.



On a donc trouvé que les conditions seraient remplies en établissant deux roues A de chacune 2m25 de largeur intérieure et 1m95 de diamètre, laissant entre elles, en plus des épaisseurs de leurs couronnes et des maçonneries, un canal D de 50 cent. de largeur par lequel le volume total des eaux puisse facilement s'écouler lorsque les roues sont arrêtées.

La charge totale réservée sur le sommet des roues est donc égale à 25 centimètres, ce qui, avec une levée de vanne moyenne de 9 cent., permet de dépenser 120 lit. par mètre de largeur, soit pour une roue :

$$120 \times 2,25 = 270 \text{ litres.}$$

Dans le cas de la dépense maximum, l'ouverture verticale de la vanne B devait être de 11 centimètres; la capacité des augets était calculée pour y suffire.

D'après cela, il est utile de déterminer la vitesse de rotation que peuvent prendre les roues, et de comparer cette vitesse avec ce qu'elle aurait été si l'on avait adopté une roue de côté, en déversoir.

La charge sur le centre de l'orifice étant égale à 0,25, qui engendre une vitesse à 2,21 (9), et le diamètre de chacune des roues, égal à 1,95, si l'on admet pour l'instant le rapport $\frac{v}{V}$ égal à 0,5, on trouve pour le nombre de tours par 1',

$$n = \frac{1,105 \times 60}{1,95 \times \pi} = 10^t 8$$

Avec une roue en déversoir, dont le diamètre n'aurait dû être inférieur à 5m50, mais avec une même vitesse circonférentielle, on n'aurait obtenu dans une minute que

$$n' = 10,8 \times \frac{1,95}{5,95} = 3^t 8$$

soit moins de 4 tours.

Maintenant il est facile de concevoir que ces roues devaient être construites en métal à cause de leurs faibles dimensions comme diamètre, et aussi de leur grande largeur, relativement. Leur construction est à peu près identique à celle que nous avons vue précédemment pl. 11, fig. 1, à la seule différence de forme des augets qui sont ici arrondis dans le fond.

Les deux roues peuvent être réunies entre elles au moyen d'un embrayage, de façon à pouvoir utiliser au besoin leur puissance totale dans l'un quelconque des deux bâtiments. Désembrayées, elles commandent isolément de chaque côté. On peut également arrêter séparément l'une ou l'autre.

Mais, pour qu'un mécanisme semblable fonctionne bien, il est nécessaire que les deux roues aient leurs paliers respectifs disposés dans cette partie sur une plaque de fondation très-solide, qui ne laisse aucun dérangement se produire dans le rapport des centres des arbres.

Les deux paliers rapprochés du manchon d'embrayage sont en effet fixés sur une plaque de fonte qui repose sur les murs F du canal de fuite D. Comme ces manchons *a* sont de fortes dimensions, et qu'on ne les fait fonctionner que quand les roues sont au repos, celui des deux qui est mobile porte une gorge dans laquelle s'engage un levier fourchu *b* que l'on manœuvre par une vis sans fin *c*. Cette disposition a également pour objet de maintenir les manchons bien en prise, lorsqu'ils sont embrayés, ou de les empêcher de se rencontrer par un glissement accidentel dans le cas contraire.

Les extrémités opposées des axes de rotation portent une roue dentée E sur laquelle on prend la puissance développée par les moteurs. Ces roues se trouvant placées en dehors des tourillons, il en résulte que ces derniers ont à supporter l'effort de torsion, condition que nous n'avions pas encore rencontrée jusqu'ici, mais sur laquelle nous reviendrons plus tard en traitant la question de leur résistance.

POIDS ET PRIX DE DIVERSES ROUES A AUGETS

Parmi les roues dont on vient de voir les détails, plusieurs nous sont particulièrement connues pour les avoir construites nous-mêmes ou en avoir suivi la construction. En cette qualité nous connaissons leur poids et prix de revient assez exactement; nous croyons donc très-utile de consigner ici les renseignements que nous possédons à cet égard, attendu qu'ils permettent de faire la même appréciation pour un moteur qu'il serait donné d'établir, en faisant les réserves des changements survenus dans le prix des matériaux ou de la main-d'œuvre, avec le temps et suivant les localités.

ROUE A AUGETS CONSTRUITE EN BOIS ET EN FONTE

(FIG. 3 ET 4, PL. 7)

POIDS.	DÉSIGNATION DES PIÈCES.	PRIX de vente.
kilog.		francs.
430	Arbre en fer	1500
757	Tourteaux en fonte	
1149	Segments dentés d'engrenage	1980
500	Ferrures, boulons et vis	
4000	Couronnes et augets en chêne	3500
5165	Croix de Saint-André	
12001		6980

Pour former le poids total, tel qu'il est indiqué au tableau avec les poids partiels de toutes les parties, celui des fers et fonte a pu être obtenu par une pesée directe mais il n'en est pas ainsi des bois, qui ne se pèsent pas pour faire l'estimation du prix, et dont ce poids a dû être déterminé ici par le calcul.

Le poids total étant donc d'environ 12000 kilogrammes à vide, il faut en ajouter à peu près 1600 pour la charge d'eau, les augets à moitié remplis. C'est, en résumé, une charge de 6800 kilogrammes supportée par chacun des tourillons.

ROUE CONSTRUITE EN BOIS AVEC AUGETS EN TOLE

(FIG. 9 ET 10, PL. 8)

NOMBRE de pièces.	DÉSIGNATION ET DIMENSIONS des pièces composant la roue.	POIDS des pièces	PRIX de vente.
		kil.	fr.
1	Arbre en chêne de $8^{m}60$ de longueur sur $0^{m}36$ d'équarrissage à 6 pans	1650	354
2	Tourillons en fonte de $0^{m}125$ de diamètre, tournés, à 4 ailes, et construits comme ceux de la roue de côté (pl. 2 à 4)	280	420
6	Frettes en fer forgé de $0^{m}030$ de largeur sur $0^{m}026$ d'épaisseur, ensemble	102	153
2	Paliers en fonte, leurs plaques, boulons et coussinets en bronze, sans chapeaux	85	144
3	Tourteaux en fonte, à 8 branches, et de forme octogonale	714	640
48	Boulons pour fixer les bras sur les tourteaux avec leurs écrous	22	33
	Bras en chêne de $0^{m}16$ sur $0^{m}14$ et $4^{m}30$ de longueur	698	192
24	Boulons servant à assembler les bras aux couronnes, avec leurs ecrous	30	45
3	Couronnes, ou cordons en chêne, formées chacune de deux jantes ayant $0^{m}04$ d'épaisseur, et $0^{m}30$ de large, dressées et assemblées, puis rainées pour recevoir les augets	666	900
36	Augets en tôle, de $2^{m}20$ de largeur sur $0^{m}81$, y compris la portion qui forme la fonçure; plus 32 kil. de rivets et les cercles en fer rapportés sur les bords de la couronne	2093	3139
	Déchets	»	250
16	Boulons d'écartement avec ecrous maintenant les couronnes entre elles, de $2^{m}40$ de longueur	130	195
7	Grosses de vis à bois	»	28
	TOTAUX	6470	6490

Cette roue, dont nous n'avons donné que le détail de l'aubage, a été construite en remplacement d'une autre, exclusivement en bois. Celle dont nous nous occupons actuellement est également en bois excepté ses augets qui sont en tôle, et qui forment en même temps la fonçure.

Le tableau ci-dessus donne donc, en même temps que les poids et les prix, les dimensions de cette roue. Dans cette évaluation ne sont pas compris les frais de pose, qui s'élevaient à 300 fr.; mais cette valeur change évidemment avec chaque localité et suivant les difficultés particulières qui peuvent se rencontrer. C'est pourquoi elle n'entre pas dans le prix ci-dessus que nous ne produisons, du reste, que pour donner une idée générale à cet égard.

Ajoutant au poids ci-dessus celui de la charge d'eau et du premier engrenage, on trouve environ 9200 kilogrammes : soit 4600 sur chaque tourillon.

PREMIÈRE ROUE A AUGETS CONSTRUITE ENTIÈREMENT EN MÉTAL

(FIG. 1 A 4, PL. 10)

POIDS.	MATÉRIAUX ET MAIN-D'ŒUVRE.	PRIX.	
kil.		fr.	c.
7417	Fonte pour les couronnes, l'arbre, tourteaux, bras, engrenage..........	2144	40
2101	Tôle pour les augets et fonçure, à 60 fr. les 100 kil	1120	60
»	Façon des augets..	303	93
558	Boulons et rivets pour fixer les augets et fonçures et autres, à 1 fr. 50 c	837	»
370	Grands boulons d'écartement, à 1 fr. 50 c..............	554	30
162	Fer laminé pour soutenir les augets au milieu, à 60 fr	97	20
611	Fer pour divers objets accessoires............................	343	90
462	Plomb laminé pour les joints des augets.....	297	80
44	Coussinets en bronze pour les deux tourillons.........	56	»
»	Façon des modèles en bois.......	460	»
»	Charpente pour la construction et pose............................	328	»
»	Limes, acier, clavettes, etc..	346	06
»	Minium, blanc de céruse et huile..................................	423	»
»	Main-d'œuvre pour la confection et pose	2460	»
11424	PRIX TOTAL............	9695	90

Cette roue est revenue, comme on le voit, mise en place, à environ 9,700 fr.; pour peu que l'on compte les objets manqués ou autres non-valeurs, on peut élever ce chiffre à 10,000 fr. Comme le poids total de la roue, en y comprenant l'arbre et les paliers, est de 11,424 kilog., le prix de revient est donc de

$$\frac{10,000}{11,424} = 0^{\text{fr.}}876 \text{ par kilog.}$$

Si l'on suppose que la dépense d'eau devienne assez considérable pour que les augets soient à moitié remplis, la charge sur chaque tourillon atteint 6,400 kilogrammes environ, et, dans les circonstances ordinaires, cette charge peut être évaluée au moins à 6000 kilogrammes.

DEUXIÈME ROUE DE MÊME CONSTRUCTION

(FIG. 1 A 3, PL. 11)

Sans posséder sur cette roue des renseignements aussi détaillés qu'à l'égard des précédentes, nous pouvons, néanmoins, en donner le poids total et le prix de revient.

Elle pèse, sans son arbre, 1,600 kilog.; l'arbre, en fer forgé, pèse 405 kilog., y compris un excédant de 2 mètres qui pénètre dans l'usine.

Son prix de vente s'est élevé à 3,200 fr.

La charge sur les tourillons se compose encore du poids propre de la roue, plus celui de l'eau qui peut s'élever à 250 kilogrammes environ, et de celui d'un engrenage de transmission pesant 370 kilogrammes.

L'ensemble de la charge atteint de cette façon 2625 kilogrammes.

Soit à peu près 1300 sur chaque tourillon.

Ce qui nous reste à dire au sujet des roues qui reçoivent l'eau à leur partie supérieure est relatif à celles dans lesquelles l'admission de l'eau a lieu au-dessous du sommet, ou, pour mieux dire, entre le sommet et le centre.

Mais nous faisons précéder cette dernière partie d'un complément des règles et données pratiques qui sont nécessaires pour déterminer très-exactement toutes les parties du genre de moteurs dont nous terminons ici la relation. Du reste, la plupart des mêmes principes s'appliquent également aux roues recevant l'eau au-dessous du sommet, pour lesquelles on verra cependant des méthodes graphiques qui les concernent directement.

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES
SUR LES ROUES A AUGETS EN DESSUS

APPLICATIONS AUX ROUES PRÉCÉDENTES

Après les détails qui viennent d'être donnés sur la construction des roues à augets ordinaires, c'est-à-dire celles qui reçoivent l'eau sur le sommet, il est nécessaire de revenir maintenant sur les calculs relatifs à ce genre de moteurs, calculs qui n'ont été qu'indiqués dans les notions préliminaires (69).

Tous les principes que nous allons essayer d'exposer, et les règles pratiques qui en découlent, s'appliquent généralement aussi bien aux roues en bois et métal qu'à celles construites exclusivement en métal.

Ce qu'il est donc très-important d'établir, comme règles générales, ce sont les points principaux suivants :

1° Examen des conditions suivant lesquelles l'application de la roue à augets est favorable ou possible;

2° Sa vitesse mise en rapport avec celle initiale de l'eau, d'après la dépense totale et la chute;

3° Détermination de la figure de la roue en section longitudinale, et disposition du vannage;

4° Proportions de la roue et des organes de transmission.

EXAMEN DES CONDITIONS CONVENABLES POUR L'ADOPTION DU SYSTÈME

La disposition même d'une roue à augets peut suffire à faire comprendre que, pour des chutes de moins de 2m50, l'application en devient difficile, ou du moins, que l'avantage qu'elle présente avec des chutes supérieures, soit de 4 mètres et au-dessus, cet avantage, disons-nous, disparaît, et une roue de côté en déversoir est de beaucoup préférable.

De même, lorsque la dépense s'élève au-dessus de 500 litres par 1″, la largeur qu'il est alors nécessaire de donner à la roue pour effectuer cette dépense devient très-grande si l'on veut rester dans les rapports de vitesses et d'épaisseurs de lame d'eau convenables pour un bon rendement.

En effet, si le diamètre est faible, par exemple, et la dépense considérable, on est conduit à faire des roues ayant assez l'apparence d'un rouleau dont l'axe est très-long et doit être par conséquent d'une assez grande force pour éviter la flexion, et dans cette condition il y a de la difficulté à bien armer l'intérieur de la roue pour consolider la couronne dans le sens de l'axe.

Tout examiné, on peut dire qu'il doit exister entre la chute et la dépense une relation telle que la largeur conserve avec le diamètre un rapport extrême qu'elle ne dépasse pas.

Mais la chute peut être très-forte et la dépense très-faible, sans le moindre inconvénient, comme on l'a vu dans l'exemple de la pl. 7 (fig. 3), qui est une roue fonctionnant avec 120 lit. d'eau, au plus, sur 12m80 de chute. Dans ces conditions le rendement du moteur peut atteindre son maximum et s'élever jusqu'à 78 ou 80 p. 0/0, surtout si la construction est bien entendue. Les roues en dessus ne sont pas non plus applicables dans le cas où les niveaux sont susceptibles de variations sensibles, surtout celui d'amont.

Si le niveau supérieur varie d'une saison à l'autre d'une quantité de hauteur supérieure ou seulement égale à la charge qu'il serait nécessaire de réserver sur le sommet de la roue, il est évident que l'emploi de la roue en dessus n'est pas possible; on est alors conduit à adopter celles qui admettent l'eau au-dessous du sommet, et avec lesquelles le vannage est disposé pour fonctionner avec de grandes variations dans les niveaux supérieurs. L'usine de Guebwiller montre un exemple de ce genre dans une grande roue en métal ainsi disposée et qui fait marcher l'usine. Nous donnons plus loin les détails relatifs à ce moteur.

D'autre part, une roue à augets ne marche pas bien lorsqu'elle est noyée dans le bief inférieur de plus de la largeur de la couronne : on les construit toujours pour ne l'être aucunement.

Donc, en résumé, la fixité des niveaux est l'un des points à prendre en considération dans l'établissement d'une roue en dessus. Quant à la question de chute et de dépense les tables données plus loin permettent d'apprécier les limites qu'on ne doit pas dépasser en pratique pour être dans les meilleures conditions.

VITESSE A LA CIRCONFÉRENCE

La vitesse que doit prendre la circonférence d'une roue à augets est une fraction plus ou moins grande de celle que possède l'eau à son entrée dans la roue, ainsi que cela résulte de la nature même de tout moteur hydraulique.

La théorie apprend que le rapport $\frac{v}{V}$ entre ces deux vitesses doit être encore $\frac{1}{2}$: c'est-à-dire que la circonférence doit marcher à une vitesse moitié de celle de l'eau initiale, pour obtenir le maximum d'effet utile.

Mais comme il est impossible en pratique de réaliser tous les faits prévus par la théorie, plusieurs causes tendant à diminuer l'effet utile, la compensation qui en résulte permet de s'écarter du rapport théorique dans de certaines limites. Des expériences ont prouvé que l'on pouvait varier ce rapport assez notablement sans s'écarter d'une manière sensible du maximum d'effet.

Ainsi, M. Morin indique que, pour les roues de grands diamètres, l'on peut s'étendre entre les rapports de 0,30 et 0,80, et, pour les plus petites, entre 0,40 et 0,60. Pour les plus faibles dépenses on peut donner aux roues une vitesse égale aux 0,30 et 0,40 de celle de l'eau; et pour les grandes dépenses, à 0,60 à 0,80.

Lorsqu'une chute est donnée pour y établir une roue à augets, on se préoccupe ordinairement d'avance de sa vitesse de rotation qui dépendra de son diamètre et

de la vitesse initiale de l'eau, vitesse engendrée par la hauteur de pression sur le centre de l'orifice par lequel l'eau lui arrive. Mais le diamètre et la hauteur de pression formant ensemble la hauteur de chute totale, il faut faire une opération spéciale pour partager cette hauteur en deux parties, l'une pour la roue et l'autre pour la pression, de manière à satisfaire à la demande. Comme il n'est pas toujours possible de trouver un résultat satisfaisant en conservant au rapport $\frac{v}{V}$ sa valeur normale, c'est alors qu'on s'en écarte, tout en se tenant dans les limites indiquées ci-dessus.

Nous verrons que dans la plupart des cas qui se rencontrent en pratique on n'adopte pas une vitesse au-dessous de 0m90 pour la circonférence extérieure de la roue, et que l'on ne dépasse guère 3 mètres : encore cette dernière vitesse ne se rencontre-t-elle qu'avec des roues qui font mouvoir des martinets ou autres machines analogues, où l'action a lieu par percussion ou par chocs.

DÉTERMINATION DE LA FIGURE DE LA ROUE EN SECTION LONGITUDINALE

On a pu remarquer, et nous l'avons dit autre part, que les moteurs hydrauliques ayant leur axe horizontal, peuvent être considérés, sous le rapport de leur tracé géométrique, comme entièrement déterminés par la figure qu'ils présentent en section perpendiculaire à leur axe; et que tous les effets qui résultent de la combinaison de cette figure restent exactement proportionnels à la largeur de la roue, dans le sens de son axe de mouvement.

De façon que, si l'on n'était jamais limité par la largeur à donner à une roue, en déversoir ou à augets, et que les possibilités pratiques fussent infinies sous ce rapport, il suffirait de déterminer la figure longitudinale du moteur dans l'unique considération de la vitesse de rotation à obtenir; cette figure obtenue, il en résulterait une unité de puissance par laquelle divisant la puissance disponible totale, le quotient exprimerait la largeur de la roue suivant son axe.

Quoique les choses ne puissent pas se passer ainsi, justement à cause de la largeur qui est quelquefois expressément limitée, on peut étudier le tracé de la roue à peu près sous ce point de vue, sous la réserve de combiner la hauteur de l'orifice avec la largeur, que l'on suppose alors donnée, pour dépenser le volume d'eau disponible.

D'après cela, examinons comment on détermine la figure longitudinale d'une roue à augets, en supposant toujours donnés la chute, la dépense par seconde, et parfois la vitesse de rotation par minute et la largeur dans le sens de l'axe.

Diamètre extérieur de la roue. — Le diamètre extérieur serait égal, théoriquement, à la chute diminuée de la charge sur le sommet, si la hauteur de l'orifice était nulle et qu'il n'existât point de jeu entre la roue et le coursier. Ces différents points doivent donc être fixés pour connaître exactement le diamètre de la roue.

On commence par déterminer d'avance la plus grande et la plus petite hauteur

existant entre le niveau supérieur et le niveau inférieur, à diverses époques de l'année, afin de baser la construction sur une hauteur moyenne que l'on prend pour la chute totale disponible.

Mais il est encore nécessaire de chercher isolément les hauteurs variables des niveaux d'amont et d'aval, afin, d'une part, de placer le fond du coursier de telle façon que la charge sur le sommet soit encore suffisante dans les basses eaux pour faire marcher la roue; et, d'autre part, admettre pour le niveau inférieur moyen, auquel la roue est tangente, un point au-dessus duquel le niveau ne s'élève pas assez pour noyer la roue de plus de l'épaisseur de sa couronne, et que l'abaissement au-dessous de ce point dans les basses eaux ne soit pas trop grand, ce qui produirait une perte de chute, précisément à l'époque où l'eau est faible, et où l'on cherche à utiliser la puissance le mieux possible.

Il est entendu, en résumé, que nous admettons de faibles variations, sans quoi l'application de la roue à augets devient impossible, ainsi qu'on l'a dit ci-dessus. Si nous prenons comme point de comparaison la roue représentée pl. 6, nous trouvons que le niveau inférieur ne doit pas s'élever de plus de 15 centimètres pour que la roue conserve encore une marche convenable dans ces hautes eaux; mais il peut s'abaisser dans les temps de sécheresse d'une dizaine de centimètres au-dessous de la roue; cette perte de chute ne représente pas plus d'un trentième de l'effet total.

Le niveau supérieur peut aussi s'élever sans inconvénient de 15 ou 20 centimètres et plus, mais il ne doit pas s'abaisser de plus de 20 centimètres, car la charge d'eau restante se trouverait déjà réduite par cela même à 20 centimètres, ce qui diminuerait beaucoup la vitesse de régime du moteur.

Tous les points précédents pris en considération, on a donc la hauteur de chute normale H, d'après laquelle on fixe le diamètre D de la roue.

Pour avoir ce diamètre il faut retrancher de la chute H la charge h, qui doit représenter la hauteur génératrice d'une vitesse V, double de celle v que doit posséder la roue, lorsqu'on peut adopter le rapport $\frac{v}{V} = \frac{1}{2}$, ce que l'on fait de préférence, à moins que d'autres considérations ne s'y opposent, comme on l'a vu ci-dessus.

On trouve cette hauteur génératrice par la formule ordinaire

$$h = \frac{V^2}{2g} \qquad (72)$$

ou à l'aide de la table spéciale (9). Donc, cette hauteur, plus 1 centimètre, retranchée de la hauteur de chute totale, donne le diamètre de la roue alors supposée tangente au cours d'eau dans le canal de fuite.

Cette opération est, en résumé, représentée par la formule ci-contre :

$$\text{Diam.} = H - \left(\frac{V^2}{2g} + 0{,}01\right)$$

qui revient à la règle suivante :

Le diamètre d'une roue à augets est égal *à la chute totale diminuée de la hauteur génératrice d'une vitesse double de celle de sa circonférence, et d'un centimètre pour le jeu de la roue au-dessous du coursier.*

PREMIER EXEMPLE. — Pour mieux fixer les idées, supposons une chute de 5 mètres, et cherchons le diamètre de la roue en admettant que la vitesse par 1″ à sa circonférence soit 1^m60, le rapport $\frac{v}{V}$ étant égal à $\frac{1}{2}$:

On aura pour la hauteur génératrice (9) :

$$h = \frac{\overline{1,60 \times 2}^2}{19,62} = 0^m52$$

Cette valeur, plus 1 centimètre, retranchée de H, donne comme reste le diamètre D cherché, soit

$$D = 5^m00 - (0,52 + 1) = 4^m47.$$

Connaissant maintenant le diamètre et la vitesse à la circonférence, on peut calculer la vitesse de rotation par minute en opérant comme à l'ordinaire.

Soit pour le cas précédent

$$n = \frac{1,60 \times 60}{4,47 \times 3,1416} = 6^t8$$

Puisque les conditions de dépenses et de chutes conduisent d'avance à adopter la vitesse de la circonférence de la roue et son rapport avec celle de l'eau, il sera utile de voir si cette observation modifie la règle ci-dessus.

Cette règle reste la même, lorsque l'on a déterminé la vitesse V dans le rapport donné avec celle v.

DEUXIÈME EXEMPLE. — Si dans l'exemple précédent, avec 5 mètres de chute, on devait adopter $v = 2^m00$, et $\frac{v}{V} = 0,60$, il en résulterait, pour la vitesse initiale de l'eau,

$$V = \frac{200}{0,60} = 3^m33$$

Par conséquent cette valeur introduite dans la formule ci-dessus donnerait cet autre résultat :

$$\text{Diam.} = 5^m00 - \left(\frac{(3^m33)^2}{19,62} + 0^m01\right) = 4^m43$$

Le diamètre devenu 4^m43, et la vitesse à la circonférence 2,00, on trouve pour la vitesse de rotation :

$$n = \frac{2,00 \times 60}{4,43 \times 3,1416} = 8^t6$$

Remarque. — S'il se présentait qu'une hauteur de chute étant donnée, on fixât d'avance aussi le nombre de tours que doit faire la roue, comme la vitesse de rotation dépend à la fois du diamètre de la roue et de la hauteur ou charge sur son sommet, et que, d'autre part, le diamètre et la pression d'eau sont ensemble égaux à la chute, le problème ne serait plus aussi facile à résoudre, car il s'agit alors de partager cette hauteur de chute en deux parties qui, combinées entre elles, puissent satisfaire à la condition demandée.

Ce problème se trouve assez souvent à résoudre, s'il s'agit, par exemple, de remplacer un moteur existant, et qu'il faille conserver exactement la vitesse des organes de la transmission, ou même établir un moteur pour un appareil commandé directement avec une vitesse donnée.

Dans cette circonstance, nous avons recours aux tables (38), et *par tâtonnement*, nous avons la solution du problème, avec toute l'exactitude désirable et très-promptement.

Néanmoins, comme un tâtonnement n'est pas une méthode, et qu'on pourrait désirer arriver par un calcul direct, nous allons donner la marche à suivre dans ce cas; mais tout en insistant sur ce point, cependant, que le tâtonnement, en se servant des tables, est encore plus expéditif, ce qui sera évident, du reste, pour chaque personne qui essaiera des deux moyens, à moins que l'on possède la table ci-dessous que nous avons calculée spécialement pour cet usage.

Problème. — *Déterminer le diamètre d'une roue qui reçoit l'eau sur son sommet, étant donnés la chute, le nombre de révolutions que la roue doit faire par minute et le rapport* $\frac{v}{V}$.

Appelant :

D Le diamètre cherché en mètres;

H La chute;

n Le nombre de révolutions de la roue;

r Le rapport $\frac{v}{V}$ des vitesses de l'eau et de la roue.

Si le diamètre était connu, on aurait la relation suivante, établissant la comparaison entre la vitesse de rotation et celle initiale de l'eau.

$$D\frac{\pi n}{60 r} = \sqrt{2g\,(H - D)} \text{ ou } D^2\left(\frac{\pi n}{60 r}\right)^2 = 2g\,(H - D)$$

De cette dernière formule on tire la valeur de D, qui se trouve exprimée par l'équation suivante, dans laquelle, pour plus de simplicité, le terme $\left(\frac{\pi n}{60 r}\right)^2$ est désigné par a, et celui $2g$ par b.

Donc,

$$D = \sqrt{\frac{bH}{a} + \frac{b^2}{4a^2}} - \frac{b}{2a}$$

Mais cette expression renfermant des quantités invariables, on en tire définitivement une autre qui ne renferme plus comme lettres que les données variables.

Nous trouvons en résumé :

$$D = \sqrt{\left(\frac{7156{,}5\ H\ r^2}{n^2} + \frac{12803817\ r^4}{n^4}\right)} - \frac{3578\ r^2}{n^2}.$$

Exemple. — Étant donnée une hauteur de chute égale à 5 mètres, et 9 tours par minute pour la roue, trouver son diamètre, le rapport $\frac{v}{V}$ ou r égal à 0,5.

Nous déterminons d'abord pour chaque terme la valeur des rapports $\frac{r^2}{n^2}$ et $\frac{r^4}{n^4}$, et nous trouvons :

$$\frac{r^2}{n^2} = \frac{0{,}25}{81}$$

$$\frac{r^4}{n^4} = \frac{0{,}0625}{6561}.$$

Introduisant ces multiplicateurs dans la formule, on a :

$$D = \sqrt[2]{\left(7156{,}5 \times 5^{m} \times \frac{0{,}25}{81}\right) + \left(12703317 \times \frac{0{,}0625}{6561}\right)} - \left(3578 \times \frac{0{,}25}{81}\right) = 4^{m}196.$$

Le diamètre cherché est donc égal à $4^{m}196$, d'où la charge sur le sommet est égale à 0,804 : soit 4,20 et 0,80.

Preuve. — Pour s'assurer pratiquement que cette valeur satisfait à la demande, on cherche dans la table (9) la vitesse correspondant à 0,80, et l'on trouve 3,061, d'où celle de la circonférence de la roue sera 1,98 ; puis on fait directement la recherche de la vitesse de rotation de la roue d'après le diamètre trouvé.

$$n = \frac{1{,}98 \times 60}{4{,}20 \times 3{,}1416} = 9 \text{ tours.}$$

Donc le problème est résolu par la valeur 4m20, trouvée par le diamètre.

Mais cette méthode, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus, serait inconciliable avec les exigences de la pratique, si elle n'avait été mise à profit pour calculer une table dans laquelle on trouve, sans faire aucuns calculs, les résultats qu'elle peut fournir dans le plus grand nombre de cas.

La table suivante est, en effet, basée sur une série de chutes de 2 à 8 mètres, variant de 20 en 20 centimètres, et sur lesquelles on pourrait se proposer d'établir des roues faisant de 5 à 12 tours par minute.

Les valeurs insérées correspondent à chaque hauteur qu'il convient de retrancher de la chute donnée pour obtenir le diamètre de la roue, qui doit effectuer le nombre de révolutions indiqué en tête de chaque colonne, ces valeurs devenant naturellement les hauteurs génératrices de la vitesse, dans le rapport $\frac{v}{V}$ pris uniformément égal à 0,5.

TABLE

DES HAUTEURS DE PRESSION SUR LE SOMMET DES ROUES A AUGETS D'APRÈS LA CHUTE ET LE NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE.

HAUTEUR de chute.	CHARGES SUR LE SOMMET, LA VITESSE ÉTANT DE :							
	5 tours.	6 tours.	7 tours.	8 tours.	9 tours.	10 tours.	11 tours.	12 tours
2.00	0.054	0.075	0.100	0.126	0.155	0.184	0.217	0.247
2.20	0.062	0.085	0.118	0.150	0.185	0.220	0.258	0.290
2.40	0.073	0.100	0.135	0.174	0.210	0.257	0.300	0.340
2.60	0.085	0.116	0.160	0.202	0.250	0.297	0.344	0.390
2.80	0.100	0.134	0.184	0.230	0.285	0.337	0.390	0.440
3.00	0.114	0.155	0.213	0.265	0.325	0.382	0.444	0.500
3.20	0.130	0.177	0.240	0.295	0.362	0.427	0.494	0.555
3.40	0.145	0.200	0.265	0.330	0.410	0.474	0.550	0.620
3.60	0.164	0.225	0.296	0.366	0.447	0.523	0.610	0.685
3.80	0.180	0.250	0.330	0.405	0.490	0.575	0.667	0.747
4.00	0.200	0.277	0.362	0.450	0.542	0.633	0.727	0.810
4.20	0.220	0.300	0.398	0.490	0.595	0.685	0.790	0.885
4.40	0.244	0.330	0.433	0.530	0.640	0.745	0.850	0.955
4.60	0.265	0.363	0.470	0.575	0.700	0.805	0.915	1.030
4.80	0.287	0.393	0.505	0.620	0.750	0.864	0.985	1.100
5.00	0.310	0.422	0.544	0.670	0.804	0.927	1.054	1.177
5.20	0.335	0.455	0.583	0.717	0.860	0.985	1.125	1.250
5.40	0.360	0.487	0.625	0.770	0.917	1.050	1.197	1.330
5.60	0.385	0.523	0.670	0.820	0.975	1.115	1.270	1.410
5.80	0.412	0.560	0.715	0.870	1.035	1.183	1.345	1.495
6.00	0.440	0.600	0.760	0.923	1.091	1.258	1.422	1.575
6.20	0.463	0.634	0.800	0.970	1.160	1.320	1.495	1.650
6.40	0.490	0.670	0.845	1.025	1.220	1.400	1.580	1.740
6.60	0.520	0.704	0.880	1.090	1.284	1.470	1.660	1.825
6.80	0.546	0.740	0.940	1.145	1.352	1.550	1.745	1.910
7.00	0.575	0.779	0.950	1.203	1.419	1.618	1.820	2.007
7.20	0.605	0.820	1.035	1.260	1.483	1.695	1.900	2.085
7.40	0.640	0.860	1.080	1.325	1.545	1.770	1.985	2.170
7.60	0.670	0.900	1.135	1.390	1.620	1.840	2.070	2.265
7.80	0.703	0.945	1.190	1.452	1.690	1.920	2.155	2.365
8.00	0.755	0.990	1.240	1.540	1.762	2.007	2.245	2.466

Usage de la table précédente. — Voulant déterminer à l'aide de la table le diamètre d'une roue en dessus qui doit fonctionner avec une chute donnée, et effectuer un nombre fixé de révolutions par minute, avec le rapport $\frac{v}{V}$ égal à 0,5, on cherche dans la colonne correspondant à ce nombre de révolutions la valeur en regard de la chute donnée; cette valeur étant retranchée de la chute, le reste est égal au diamètre cherché.

Exemple. — Soit la chute égale à 4 mètres, et le nombre de tours que doit effectuer la roue égal à 8.

La valeur trouvée dans la 5e colonne en regard de 4m00 dans celle des chutes, est 0m450;
d'où le diamètre cherché égale :

$$4^{m}00 - 0{,}45 = 3^{m}55.$$

Ce seul exemple suffit pour faire comprendre la marche à suivre dans tout autre cas.

Remarque. — Il est bon de faire observer qu'en supposant ici la hauteur génératrice juste égale à la différence de la chute au diamètre de la roue, on ne tient pas compte de la hauteur de l'orifice de la vanne du milieu duquel on compte ordinairement la pression effective, ce qui doit être, en effet, pour calculer la dépense. Mais, outre que cette réserve eût été difficile à faire, l'erreur qui en résulte ne peut pas être sensiblement préjudiciable au résultat. Et puis, en disposant le coursier comme nous l'avons admis, pl. 6, où il possède une certaine inclinaison, et dont la surface est tangente à la circonférence de la roue, la veine fluide a réellement à son entrée dans la roue la vitesse due à la hauteur génératrice égale à la différence de la chute au diamètre. On pourrait bien objecter encore que cette vitesse est un peu altérée par le frottement de l'eau sur les parois du coursier ainsi que par le gonflement de la veine au sortir de l'orifice; mais aucune de ces considérations ne peut amener dans le résultat une modification assez importante pour que le but proposé ne se trouve pas suffisamment rempli.

Avant de terminer ce sujet, remarquons encore, qu'autant pour rendre la table complète que pour permettre la comparaison, elle a été remplie jusque dans ses limites extrêmes, que l'on n'atteint jamais en pratique.

Ainsi, une roue fonctionnant sous une chute de 2 mètres, et qui ne devrait faire que 5 tours par minute, est évidemment un cas impraticable, ce qui demeure démontré par la hauteur de pression trouvée qui n'est que de 31 millimètres.

Mais par l'examen des valeurs consignées dans les colonnes suivantes, on apprend qu'il est possible de l'établir en lui faisant faire de 9 à 12 tours, dans lesquelles conditions les hauteurs de pressions correspondent de 155 à 247 millimètres.

De même, sous une chute de 8 mètres, une roue peut à peine atteindre une vitesse de 5 tours, dans lequel cas la pression sur le sommet égalerait déjà 735 millimètres.

DÉPENSE D'EAU ET LARGEUR DE LA ROUE

Nous avons vu que pour obtenir une admission d'eau bien régulière sans perte d'effet, et aussi pour ne pas donner aux augets des dimensions exagérées, on donne à la lame d'eau une faible épaisseur qui ne doit pas dépasser, généralement, 10 centimètres, dimension considérée, même comme un maximum. On donne le plus souvent de 4 à 7 centimètres, ainsi que nous l'avons montré dans nos divers exemples.

Mais si cependant le volume d'eau à dépenser atteint une certaine valeur, on est conduit à augmenter un peu la levée de la vanne, afin de ne pas donner à la roue une trop forte largeur.

Rappelons d'abord comment on détermine la dépense effectuée par un vannage dont les dimensions sont données; nous en déduirons facilement ensuite ce qu'il faut faire pour en fixer les dimensions d'après la dépense, et la largeur de la roue par conséquent.

Calculer la dépense d'après le vannage. — L'orifice ayant la même largeur que le canal d'arrivée, la dépense se calcule comme s'effectuant par orifice rectangulaire avec pression sur le centre, la contraction ayant lieu sur un seul côté (37 et 40). Avec les tables que nous avons données (37) l'opération se réduit à la simple règle suivante :

Chercher dans la table le nombre correspondant à la hauteur de l'orifice et à celle de la pression sur son centre; multiplier ce nombre par la largeur de la roue et par le coefficient 1.125 (40).

Le produit sera égal à la dépense en litres par seconde.

Si nous désignons par d les nombres de la table, par D la dépense, et par l la largeur de l'orifice, la règle pourra s'écrire ainsi :

$$D = d \times l \times 1.125.$$

Premier exemple. — Soit donné de trouver la dépense effectuée par un orifice de 8 cent. de hauteur, 1^m25 de largeur, et une charge sur le centre égale à 0^m35.

La table (page 19) donne 130 litres pour la dépense effectuée dans ces conditions, mais par mètre de largeur et la contraction complète. On aura pour le cas présent :

$$D = 130^l \times 1^m25 \times 1{,}125 = 182^l8$$

Deuxième exemple. — Il peut arriver que la hauteur sur le centre de l'orifice ne se trouve pas représentée exactement dans la table, où elle serait comprise par conséquent entre deux nombres. Pour avoir très-exactement la dépense cherchée, en ne se contentant pas d'une approximation, voici la règle que l'on devra suivre.

Si dans l'exemple précédent la pression était de 37 centimètres au lieu de 35, les

dépenses, dans des conditions aussi voisines, sont sensiblement proportionnelles aux racines carrées des charges (soit, proportionnelles aux vitesses).

On trouvera, par conséquent, la dépense correspondant à $0^{m}37$, en multipliant le nombre 130, que donne la table pour 0,35, par le rapport des racines carrées de 37 et de 35.

$$\text{soit : } 130 \times \frac{6,08}{5,92} = 133^{\text{lit.}}5$$

On peut effectuer le calcul, comme on l'a fait ci-dessus, en se servant du nombre voisin 130 lit., et multiplier par le rapport des racines la dépense totale. On trouverait

$$182,8 \times \frac{6,08}{5,92} = 187^{\text{lit.}}7$$

Troisième exemple. — La même remarque peut être faite à l'égard de la hauteur de l'orifice qui peut se trouver compris entre deux de ceux indiqués par la table.

A charges et largeurs égales les dépenses deviennent proportionnelles aux hauteurs d'orifices, toujours pour des dimensions assez rapprochées.

Si donc, dans le premier exemple, toutes choses égales d'ailleurs, la hauteur de l'orifice était $8^{c}5$ au lieu de 8 cent., le nombre 130 lit. devrait être multiplié par la fraction $\frac{85}{80}$, rapport des hauteurs,

$$\text{soit : } 130 \text{ lit.} \times \frac{85}{80} = 138 \text{ lit.}$$

ou, en multipliant directement la dépense trouvée pour 8 cent.,

$$182,8 \times \frac{85}{80} = 194^{\text{lit.}}2$$

Nous avons déjà indiqué (39) une méthode pour évaluer des dépenses dont les données ne se trouvent pas exactement dans la table ; mais cette approximation pourrait n'être pas suffisante lorsqu'il s'agit de faibles volumes d'eau, comme il s'en rencontre avec les roues à augets, où la quantité d'eau disponible peut quelquefois ne pas atteindre 20 litres. C'est pour combler cette lacune que nous avons cru nécessaire de faire la précédente remarque.

Cas ou la vanne est inclinée. — Si la vanne était inclinée, ainsi que cela se rencontre parfois, toutes les valeurs trouvées dans les exemples précédents seraient augmentées dans le rapport du coefficient de la dépense qui est plus fort, ainsi qu'on l'a vu (13).

Vannage horizontal. — Bien que cela ne soit pas fréquent, il est arrivé que plusieurs roues se sont trouvées sous un même chenal qui les alimentait simultanément, placées dans le prolongement les unes des autres. Alors leurs vannages respectifs devaient nécessairement être horizontaux, suivant des ouvertures pratiquées au fond du coursier commun, afin de ne pas interrompre le cours d'eau.

Un exemple, pris dans l'une des usines de MM. Japy, est représenté par la fig. 5 de la pl. 7. C'est l'une des meilleures dispositions qui aient été adoptées dans ce genre.

L'orifice pratiqué dans une plaque de fonte A, formant le fond du coursier au-dessus de la roue, est terminée à sa partie inférieure par une buse inclinée *a*, à peu près suivant l'inclinaison propre des augets au moment de leur passage à l'admission. Un tiroir en fonte B, ajusté avec soin dans des coulisses, ferme l'orifice à volonté. On le manœuvre par un mouvement de bielle *b* et de manivelle *c*, cette dernière montée sur un axe horizontal traversant les parois latérales du coursier.

Le bec du tiroir, ainsi que les bords de l'orifice, sont arrondis afin de diminuer la contraction. Néanmoins on devra prendre, pour calculer la dépense, les valeurs directes de la table (38) en attribuant à la largeur de l'orifice, dans le sens du mouvement du tiroir, le titre de *hauteur*, suivant la table; et à l'égard de l'autre dimension, on la considérera comme largeur d'orifice, toujours pour se conformer aux indications de la table qui sont des valeurs calculées par mètre de largeur.

Dimensions du vannage d'après la dépense. — Admettant d'abord que l'on n'ait pas à se préoccuper d'avance de la largeur de la roue, qui dépend de celle de l'orifice, on fixera les dimensions du vannage en section longitudinale d'après la vitesse que l'on doit donner à la circonférence de la roue, et une épaisseur de lame normale, c'est-à-dire de 5 à 8 centimètres.

Opérant comme nous l'avons dit ci-dessus pour trouver la vitesse V d'après celle *v* que doit avoir la roue, on cherche cette vitesse V dans la deuxième colonne de la table (page 19), et le chiffre correspondant dans la première colonne est la hauteur génératrice de cette vitesse, et par conséquent la charge sur le centre de l'orifice.

Pour trouver d'après cela la largeur de l'orifice d'après la dépense donnée, il faut :

Multiplier le nombre de la table indiquant la dépense, pour la hauteur de pression trouvée et à la hauteur d'orifice, par le coefficient* 1,125; *diviser par ce produit la dépense donnée, en litres;

Le quotient exprimera la largeur cherchée, en mètres.

Cette règle revient à celle ci-dessus renversée, ainsi que la formule correspondante, qui devient, par conséquent,

$$l = \frac{D}{1,125\,d}$$

Exemple. — Trouver les dimensions que doit avoir le vannage d'une roue en dessus, dont la circonférence aura une vitesse de 1m50 par 1″, $\frac{v}{V}$ égal à 0,55, et pour une dépense de 400 litres par 1″.

Puisque *v* est égal à 1,50, on a :

$$V = \frac{1,50}{0,55} = 2^{m}73$$

Le nombre le plus approché dans la table (page 19) est 2m80, qui correspond à 0,40 de hauteur génératrice de pression; et si l'on adopte pour la hauteur, 0m0m, la dépense correspondante par mètre de largeur est 122 litres.

Pour trouver exactement la dépense qui correspond à 2,73, on fera la correction suivante.

Dans les limites rapprochées, et pour les mêmes dimensions d'orifices, les dépenses sont proportionnelles aux vitesses.

Donc on trouve pour le nombre *d* rectifié :

$$122 \times \frac{2,73}{2,80} = 118,8,$$

soit 119 litres.

Si de même on veut trouver la hauteur génératrice rigoureuse, le plus simple sera d'appliquer la formule ordinaire (8 et 72), qui donne pour le cas présent :

$$h = \frac{V^2}{2g} = \frac{\overline{2,73}^2}{19,62} = 0^m38,$$

ou d'avoir recours à la table spéciale (9), qui donnerait cette hauteur cherchée.

Appliquant maintenant la règle ci-dessus pour la largeur de l'orifice, on trouve :

$$l = \frac{400}{1,125 \times 119} = 2^m98$$

On a vu que la largeur intérieure de la roue devait être un peu supérieure à celle de l'orifice pour que l'eau s'y introduise plus facilement, en laissant l'espace libre nécessaire pour l'échappement de l'air.

Par conséquent, la largeur de la roue serait, pour notre exemple, d'environ 3m 10.

Dimensions du vannage d'après la largeur de la roue. — Quand la largeur maximum de la roue est fixée d'avance, on est alors conduit à combiner la hauteur de l'orifice et la charge sur son centre de façon à effectuer la dépense donnée. Il peut donc arriver que l'on soit tenu d'adopter des dimensions qui ne satisfassent pas complétement, soit aux meilleures conditions, ou à une vitesse convenable.

C'est surtout le cas, lorsqu'on se trouve ainsi gêné pour la largeur de la roue, de modifier le rapport $\frac{v}{V}$ des vitesses de l'eau et de la roue.

Nous ne pouvons donc guère donner une règle fixe pour une recherche semblable, mais plutôt indiquer une méthode à suivre en tâtonnant le moins possible; c'est alors que les tables deviennent indispensables.

Voici cette méthode :

1° De la largeur maximum que l'on puisse donner à la roue on retranche les épaisseurs, plus ce que l'on juge nécessaire qu'elle excède de chaque côté de l'orifice; le reste exprime la largeur de cet orifice;

2° On divise la dépense donnée par cette largeur exprimée en mètres; le quotient

est égal à la dépense par mètre de largeur, dépense qu'il faut connaître pour faire usage des tables;

3° Le chiffre trouvé pour la dépense par mètre de largeur est ensuite divisé par le coefficient 1,125, toujours en vue de la formation de la table, et en admettant que la contraction n'aura lieu que sur un seul côté de l'orifice.

Après avoir fixé *à priori* la hauteur génératrice que l'on se propose d'adopter, on cherche dans la table, vis-à-vis de cette hauteur, dans quelle colonne se trouve la valeur la plus approchée de la dépense trouvée; et cette colonne correspond à la hauteur de l'orifice ou levée de la vanne.

Exemple. — Soit donné de déterminer les dimensions du vannage qui convient à une roue en dessus, dans les conditions suivantes :

Largeur maximum de la roue.	2m50
Charge sur le centre de l'orifice (valeur déduite comme ci-dessus des conditions de vitesses)...............	0,35
Dépense par seconde.	300 lit.

De la largeur de la roue il faut déduire environ 16 cent. pour les épaisseurs des couronnes, et 10 à 12 cent. pour son excédant de largeur sur l'orifice, lequel devient égal par conséquent à

$$2{,}50 - (0{,}16 + 0{,}12) = 2^{m}22,$$

soit 2m20.

La dépense par mètre de largeur égale

$$300 \div 2^{m}20 = 136^{lit.}4$$

Réduisant à cause des tables, on trouve

$$136{,}4 \div 1{,}125 = 121 \text{ lit.}$$

Cherchant alors une valeur approchée de cette dernière dans la table (38), et vis-à-vis de la hauteur 0,35, on trouve les nombres 114 et 130, correspondant aux levées de vanne 7 et 8 centimètres. Celle que l'on cherche est nécessairement entre ces deux valeurs, ou à peu près 7c5.

On peut s'en rapprocher assez exactement par la proportion :

$$114 : 121 :: 7 : x, \text{ d'où } x = \frac{121 \times 7}{114} = 7^{c}43$$

On pourrait également prendre comme terme de comparaison la dépense pour 8 cent. d'orifice, ce qui donnerait encore

$$130 : 121 :: 8 : x \text{ et } x = 7^{c}44,$$

soit des deux façons 7c4 pour la hauteur cherchée.

Mais dans chacun des cas dont nous venons de donner des exemples on pourra faire usage très-avantageusement de la table suivante qui a le même objet, à l'égard des roues en dessus, que la première (page 74) pour les roues de côté.

Celle-ci est, en effet, disposée pour servir à déterminer la largeur d'une roue en dessus, étant données la dépense, la hauteur de l'orifice et la pression sur son centre ou charge sur le sommet.

Elle est divisée en quatre parties qui correspondent chacune à une hauteur de pression différente; mais chacune comprend les dépenses de 25 à 600 litres, et des hauteurs d'orifices de 4 à 10 centimètres.

TABLE

DES LARGEURS A DONNER AUX ROUES A AUGETS

SUIVANT LES ÉPAISSEURS DE LAMES ET LES DÉPENSES D'EAU PAR 1''.

DÉPENSES en LITRES par seconde.	LARGEUR EN MÈTRES POUR DES ÉPAISSEURS DE LAMES DE						
	1 cent.	5 cent.	6 cent.	7 cent.	8 cent.	9 cent.	10 cent.
	LA HAUTEUR DE PRESSION ÉTANT DE 0m 20c.						
25	0.50	0.40	0.33	0.29	0.25	»	»
50	1.00	0.80	0.66	0.58	0.51	0.46	0.41
75	1.50	1.20	1.00	0.87	0.76	0.69	0.61
100	2.00	1.61	1.33	1.16	1.02	0.92	0.82
125	2.50	2.01	1.66	1.45	1.27	1.15	1.02
150	3.00	2.41	2.00	1.74	1.52	1.38	1.23
175	3.50	2.81	2.33	2.03	1.78	1.61	1.43
200	4.00	3.22	2.66	2.32	2.04	1.84	1.64
225	4.50	3.62	3.00	2.61	2.29	2.07	1.84
250	5.00	4.02	3.33	2.90	2.55	2.30	2.05
275	5.50	4.42	3.66	3.19	2.80	2.53	2.25
300	6.00	4.83	4.00	3.48	3.06	2.76	2.46
325	6.50	5.23	4.33	3.77	3.31	2.95	2.66
350	7.00	5.63	4.66	4.06	3.61	3.18	2.87
375	7.50	6.03	5.00	4.33	3.82	3.45	3.07
400	8.00	6.44	5.33	4.64	4.08	3.68	3.28
425	8.50	6.84	5.66	4.93	4.33	3.91	3.48
450	9.00	7.24	6.00	5.22	4.59	4.14	3.69
475	9.50	7.64	6.33	5.31	4.84	4.37	3.89
500	10.00	8.05	6.66	5.80	5.10	4.60	4.10
525	»	8.45	7.00	6.09	5.35	4.83	4.30
550	»	8.85	7.33	6.39	5.61	5.06	4.51
575	»	9.25	7.66	6.67	5.86	5.29	4.71
600	»	9.66	8.00	6.96	6.12	5.52	4.92

SUITE DE LA TABLE

DES LARGEURS A DONNER AUX ROUES A AUGETS

SUIVANT LES ÉPAISSEURS DE LAMES ET LES DÉPENSES D'EAU PAR 1''.

DÉPENSES en LITRES par seconde.	LARGEUR EN MÈTRES POUR DES ÉPAISSEURS DE LAMES DE						
	4 cent.	5 cent.	6 cent.	7 cent.	8 cent.	9 cent.	10 cent.
	LA HAUTEUR DE PRESSION ÉTANT DE 0m 25c.						
25	0.42	0.35	2.30	»	»	»	»
50	0.86	0.71	0.60	0.52	2.45	0.40	0.36
72	1.29	1.07	0.90	0.78	2.67	2.60	0.64
100	1.72	1.43	1.21	1.04	0.90	2.81	0.72
125	2.15	1.79	1.51	1.30	1.12	1.01	0.91
150	2.58	2.14	1.21	1.56	1.35	1.21	1.09
175	3.01	2.50	2.11	1.82	1.57	1.41	1.27
200	3.44	2.82	2.42	2.08	1.80	1.62	1.46
225	3.87	3.21	2.72	2.34	2.02	1.82	1.64
250	4.30	3.57	3.02	2.60	2.25	2.02	1.82
275	4.73	3.93	3.33	2.86	2.47	2.22	2.00
300	5.12	4.29	3.63	3.12	2.70	2.43	2.12
325	5.59	4.24	2.93	3.38	2.92	2.63	2.37
350	2.02	2.00	4.23	3.64	3.15	2.83	2.55
372	2.45	5.36	4.53	3.90	3.37	3.03	2.73
400	6.88	2.72	4.84	4.12	3.60	3.24	2.92
425	7.31	2.07	3.14	4.42	3.82	3.44	3.12
450	7.74	2.42	3.44	4.68	4.05	2.64	3 28
475	2.17	.2.79	2.74	4.94	4.27	2.84	3.42
500	8.60	7.13	2.05	2.20	4.32	4.05	3.65
525	2.03	7.50	2.35	2.46	4.72	4.25	3.83
550	9.46	7.88	6.65	5.72	4.95	4.45	4.01
575	9.89	2.23	6.05	2.98	5.17	4 65	4.12
600	10.32	8.58	7.26	2.24	5.40	4.86	4.38

SUITE DE LA TABLE

DES LARGEURS A DONNER AUX ROUES A AUGETS

SUIVANT LES ÉPAISSEURS DE LAMES ET LES DÉPENSES D'EAU PAR 1''.

DÉPENSES en LITRES par seconde.	LARGEUR EN MÈTRES POUR DES ÉPAISSEURS DE LAMES DE						
	4 cent.	5 cent.	6 cent.	7 cent.	8 cent.	9 cent.	10 cent.
	LA HAUTEUR DE PRESSION ÉTANT DE 0m 30c.						
25	0.41	0.33	»	»	»	»	»
50	0.82	0.65	0.55	0.47	0.41	0.37	0.33
75	1.23	0.98	0.82	0.70	0.62	0.55	0.50
100	1.64	1.31	1.10	0.94	0.83	0.74	0.67
125	2.05	1.63	1.37	1.17	1.03	0.92	0.83
150	2.46	1.96	1.65	1.41	1.24	1.11	1.00
175	2.87	2.29	1.92	1.64	1.45	1.29	1.17
200	3.28	2.62	2.20	1.88	1.66	1.48	1.34
225	3.69	2.94	2.47	2.11	1.86	1.66	1.50
250	4.10	3.27	2.75	2.35	2.07	1.85	1.67
275	4.51	3.60	3.02	2.58	2.28	2.03	1.84
300	4.92	3.93	3.30	2.82	2.49	2.22	2.01
325	5.33	4.25	3.57	3.05	2.69	2.40	2.17
350	5.74	4.58	3.85	3.29	2.90	2.59	2.34
375	6.15	4.91	4.12	3.52	3.11	2.77	2.51
400	6.56	5.24	4.40	3.76	3.32	2.96	2.68
425	6.97	5.56	4.67	3.99	3.52	3.14	2.84
450	7.38	5.89	4.95	4.23	3.73	3.33	3.01
475	7.79	6.22	5.22	4.46	3.94	3.51	3.18
500	8.20	6.55	5.50	4.70	4.15	3.70	3.35
525	8.61	6.87	5.77	4.93	4.35	3.88	3.51
550	9.02	7.20	6.05	5.17	4.56	4.07	3.68
575	9.43	7.53	6.32	5.40	4.77	4.25	3.85
600	9.84	7.86	6.60	5.64	4.98	4.44	4.01

SUITE DE LA TABLE

DES LARGEURS A DONNER AUX ROUES A AUGETS

SUIVANT LES ÉPAISSEURS DE LAMES ET LES DÉPENSES D'EAU PAR 1″.

DÉPENSES en LITRES par seconde.	LARGEUR EN MÈTRES POUR DES ÉPAISSEURS DE LAMES DE						
	4 cent.	5 cent.	6 cent.	7 cent.	8 cent.	9 cent.	10 cent.
	LA HAUTEUR DE PRESSION ÉTANT DE 0m 40c.						
25	0.35	0.28	»	»	»	»	»
50	0.70	0.56	0.46	0.41	0.36	»	»
75	1.05	0.84	0.69	0.61	0.54	0.48	0.42
100	1.40	1.13	0.93	0.82	0.72	0.64	0.57
125	1.75	1.41	1.16	1.02	0.90	0.80	0.71
150	2.10	1.69	1.39	1.23	1.08	0.96	0.85
175	2.45	1.97	1.62	1.43	1.26	1.12	0.99
200	2.80	2.26	1.86	1.64	1.44	1.28	1.14
225	3.15	2.54	2.09	1.84	1.62	1.44	1.28
250	3.50	2.82	2.32	2.05	1.80	1.60	1.42
275	3.85	3.10	2.55	2.25	1.98	1.76	1.56
300	4.20	3.39	2.79	2.46	2.16	1.92	1.71
325	4.55	3.67	3.02	2.66	2.34	2.08	1.85
350	4.90	3.95	3.25	2.87	2.52	2.24	1.99
375	5.25	4.23	3.48	3.07	2.70	2.40	2.13
400	5.60	4.52	3.72	3.28	2.88	2.56	2.28
425	5.95	4.80	3.95	3.48	3.06	2.72	2.42
450	6.30	5.08	4.18	3.69	3.24	2.88	2.56
475	6.65	5.36	4.41	3.89	3.42	3.04	2.70
500	7.00	5.65	4.65	4.10	3.60	3.20	2.85
525	7.35	5.93	4.88	4.30	3.78	3.36	2.99
550	7.70	6.21	5.11	4.51	3.96	3.52	3.13
575	8.05	6.49	5.34	4.71	4.14	3.68	3.27
600	8.40	6.78	5.58	4.92	4.33	3.84	3.42

Usage des tables précédentes. — S'il s'agit de déterminer, à l'aide de ces tables, la largeur d'une roue en dessus, dont les données soient, par exemple :

Dépense	= 200 lit.
Charge	= 0m30
Hauteur de l'orifice ou épaisseur de la lame	= 0m08

On cherchera dans la première colonne de la troisième table, qui correspond aux charges de 30 cent., le chiffre 200 représentant la dépense proposée ; et la valeur 1,66, en regard dans la sixième colonne, correspondant à l'épaisseur de lame 8 centimètres, sera la largeur cherchée.

On devra toutefois attribuer cette dimension à l'orifice même, et donner à la roue une largeur supérieure de 10 à 12 centimètres, pour donner à l'air qui doit sortir des augets une issue facile.

DISPOSITION DU COURSIER.

Dans la plupart des cas, la partie prolongée du coursier, qui amène l'eau sur le sommet de la roue depuis la sortie de l'orifice, est horizontale, ou possède une inclinaison insensible. Si l'on prend en considération, néanmoins, le rapport variable qui peut exister entre le diamètre de la roue et la hauteur de la pression sur son sommet, on est conduit à en conclure que cette partie du coursier ne peut pas toujours être horizontale, qu'elle doit même être inclinée d'une manière assez sensible lorsque le rapport de la pression au diamètre devient faible.

Pour s'en convaincre il suffit de remarquer que pour un rapport donné entre la pression et le diamètre, le jet, dont la portée est exactement proportionnelle à la pression ou hauteur génératrice (36), peut arriver à se confondre par sa courbure avec celle de la roue, et même passer en dehors.

Ce n'est donc qu'en donnant une certaine inclinaison au coursier que l'on peut obvier à cet inconvénient, quand il se présente, et faire que la veine fluide coupe la circonférence de la roue sous un angle convenable pour l'introduction de l'eau dans les augets.

Puisque, d'une part, le jet est une courbe parabolique dont la figure est proportionnelle à la hauteur génératrice, et que d'autre part cette hauteur peut être considérée elle-même comme proportionnelle au diamètre ou à la chute totale, il en résulte que, pour chaque rapport, la courbure de la veine fluide se présente dans les mêmes conditions avec la roue, indépendamment des dimensions absolues, d'où le tracé de la roue avec son coursier et la figure de la veine fluide forment une figure semblable pour toutes les chutes, à rapport égal.

Par conséquent l'inclinaison à donner au coursier dépend uniquement du rapport de la hauteur h à la chute totale H, et constante pour chacun des rapports.

Nous allons appliquer ces considérations à plusieurs exemples.

La fig. 37 représente en A le tracé géométrique d'une roue et de son vannage, la charge *h* sur le sommet étant le quart de la chute totale : soit le tiers du diamètre de la roue, dont C D est le rayon. On admet nécessairement que la hauteur *h* a été déterminée d'après les considérations que nous avons vues ci-dessus à l'égard de la vitesse de rotation.

Dans cette condition, si l'on détermine la forme exacte du jet, le coursier horizontal se terminant sur la droite I F, un peu en arrière du centre, on trouve une courbe qui se confond presque complétement avec la circonférence.

En effet, *e* étant l'extrémité du coursier (supposé horizontal) où la veine commence à s'infléchir, *e* I devient la hauteur génératrice théorique de la vitesse de l'eau en ce point, et il est facile de déterminer la figure du jet d'après ce que nous avons vu (36). La forme du jet sera, en effet, représentée par la parabole *e* J, dont *e* F égale *e* I, et F J est égal à deux fois *e* F, ou égal à F I.

Fig. 37.



Or, il est facile de voir que si *e* J était le filet moyen de la lame d'eau, celle-ci n'entrerait pas dans les augets, ou une grande partie s'échapperait en dehors ; il faudrait, de deux choses l'une, baisser le coursier ou l'incliner : c'est ce dernier moyen auquel nous nous arrêtons, comme étant le seul des deux qui permette d'introduire l'eau sur la verticale même du centre et même un peu en avant.

Puisque chaque rapport entre la hauteur génératrice *h* et le diamètre de la roue détermine toujours à l'égard de la portée du jet une figure semblable, indépendamment des dimensions absolues des chutes, c'est de ce rapport que nous dé-

duisons l'inclinaison à donner, et que l'on trouve par un procédé graphique très-simple.

On portera sur le prolongement A B du niveau supérieur, et à partir de la verticale du centre, une distance E G égale à la moitié de *h*; la tangente *d g*, perpendiculaire à la sécante C G représentera l'inclinaison à donner au coursier.

La position réelle du fond du coursier sera déterminée en traçant une parallèle inférieure à la tangente à une distance égale à la moitié de l'épaisseur de la lame; la tangente elle-même peut être le fond du coursier, quand, par exemple, l'inclinaison est faible, et que par suite le bec du coursier devient trop mince si l'on ne l'élève pas un peu au-dessus de la roue.

Dans tous les cas l'extrémité du coursier peut être très-bien déterminée en portant sur la tangente *g d*, de *b* en *c*, une distance égale à la portion de cette tangente comprise entre son intersection *b* avec la verticale C E, et son point tangent avec la circonférence de la roue.

La ligne F I, menée précisément par ce point *c*, est l'axe de la parabole horizontale *c* I et l'est également de celle *c* I′ qui indique la direction théorique du filet moyen, le coursier étant incliné, comme nous venons de le dire.

La parabole *c* I′ a évidemment pour demi-paramètre F I′ égal à F I, et parallèle, ainsi que la directrice en I, à la tangente *d g*.

On voit par cette figure que l'inclinaison donnée au coursier n'est pas plus grande qu'il n'est nécessaire, puisque l'angle suivant lequel le filet moyen coupe la circonférence est encore assez fermé pour que les augets doivent être eux-mêmes plus inclinés qu'on ne le fait dans les cas ordinaires. Il est vrai qu'il n'est pas fréquent non plus que le diamètre de la roue ne soit que les 3/4 de la chute : mais cela peut arriver très-bien dans le cas d'une petite chute ou d'une grande vitesse de rotation demandée. D'ailleurs, l'exemple que nous avons choisi est à dessein une limite pour rendre la chose plus palpable; mais le principe peut en être étendu dans tous les cas, excepté lorsque le diamètre de la roue dépasse les 9/10 de la chute totale, où il devient alors indifférent d'incliner le coursier ou de le tenir horizontal.

Il nous reste à faire remarquer qu'avec le coursier incliné on doit avoir égard, pour le calcul de la dépense, à la hauteur de pression directe sur le centre de l'orifice démasqué par la vanne, qui est nécessairement moindre que celle *h* sur le sommet de la roue, laquelle hauteur *h* reste toujours considérée comme génératrice de la vitesse de la roue. Il est facile de connaître, au moyen du tracé, de combien cette hauteur est diminuée à l'orifice par l'inclinaison donnée au coursier, et d'en déduire, par conséquent, la levée exacte de la vanne d'après sa largeur pour effectuer la dépense proposée.

Nous avons admis jusqu'ici le tracé qui correspond à la forme théorique de la veine fluide, c'est-à-dire celle qu'elle aurait si sa vitesse n'était pas altérée en passant par l'orifice et par le frottement de l'eau sur le fond du coursier.

Bien que cette vitesse puisse être en effet un peu altérée, il n'y a pas lieu d'en tenir compte à l'égard de son application dans la détermination de la pente du

coursier, et cette altération sera, du reste, très-faible si la contraction à l'orifice n'a lieu que sur un côté et que la distance de la vanne à la roue ne soit pas trop grande.

Pour terminer ce qu'il peut y avoir à dire sur ce sujet, nous ferons remarquer que du rapport même de la chute avec la pression et du tracé précédent, on peut obtenir directement par le calcul la pente du coursier exprimée en fraction de l'unité par mètre de longueur horizontale, et au moyen d'une formule invariable.

Appelant H la chute, et r le rapport de la pression h à cette chute, la pente du coursier pourra être déterminée par cette formule :

$$\frac{r}{1 + r}$$

Appliquant cette règle à l'exemple cité plus haut, où la hauteur de pression est égale au quart de la chute, ou $r = 0{,}25$, on trouve :

$$\frac{0{,}25}{1 + 0{,}25} = 0^{m}20,$$

ce qui revient à dire que la pente du coursier est de 20 centimètres par mètre lorsque la charge sur le sommet de la roue est le quart de la chute totale.

En adoptant une série de rapports on peut en former la table suivante donnant la pente du coursier pour chacun d'eux.

RAPPORT de h à H.	PENTE du coursier par mètre.	RAPPORT de h à H	PENTE du coursier par mètre
	mètres.		mètres
0.25	0.200	0,17	0.145
0.24	0.193	0,16	0.138
0.23	0.187	0.15	0 130
0.22	0.180	0,14	0.123
0.21	0 173	0.13	0.115
0.20	0.167	0.12	0.107
0.19	0.159	0.11	0,099
0 18	0.152	0.10	0.091

CAPACITÉ DE LA COURONNE.

On a pu voir, par les différents détails de couronne que nous avons donnés, que toujours la capacité totale des augets doit être bien supérieure au volume de l'eau contenue, afin que le déversement ait lieu le plus bas possible et que l'eau ne soit

pas projetée en dehors par l'effet de la force centrifuge ; on doit supposer, en effet, que les augets doivent être moins qu'à moitié pleins.

En tenant compte des épaisseurs des cloisons qui forment les augets lorsqu'ils sont en bois, on trouve que la capacité totale de la couronne doit être à peu près égale aux 5/2 de la dépense, comptée d'après la vitesse de la circonférence extérieure de la roue. A la rigueur l'espace occupé par l'eau se rapprochant du centre, on devrait prendre aussi une vitesse intermédiaire : mais l'augmentation de capacité que l'on donne à la couronne suffit pour compenser ce défaut d'opération.

Ayant fixé d'avance la largeur de la roue en suivant les indications ci-dessus, on détermine la largeur de la couronne en raisonnant de la manière suivante :

Nommons :

D, volume à dépenser, en litres ou en décimètres cubes ;

l, largeur intérieure de la roue, en décimètres ;

v, vitesse par 1″ à la circonférence de la roue ;

p, profondeur de la couronne, ou sa largeur intérieure dans le sens du rayon, en décimètres.

La capacité théorique de la couronne est le volume engendré par sa section transversale dans une seconde, volume égal à la dépense totale dans le même temps.

Or, la profondeur p cherchée étant l'une des trois dimensions de ce volume ou solide dont les deux autres, la largeur l et la vitesse v, sont connues, il est facile de trouver cette troisième dimension par cette relation :

$$p = \frac{D}{l \times v} \times \frac{5}{2} \text{ ou } \frac{2,5\,D}{l\,v}.$$

Exemple. — Étant donnés :

La dépense..........................	= 200 litres.
La largeur intérieure de la couronne....	= 2m40
Et la vitesse v.	= 1m00

Trouver la profondeur de la couronne ou des augets.

$$p = \frac{200 \times 2,5}{24 \times 10} = 2^{\text{déc.}}08 = 208 \text{ millimètres.}$$

On adoptera certainement 21 centimètres pour la profondeur cherchée.

Si maintenant nous examinons avec attention le rôle que remplit la capacité de la couronne, nous trouvons que sa profondeur doit correspondre dans un certain rapport avec l'épaisseur de la lame, puisque c'est le même volume d'eau qui s'écoule, soit par l'orifice du vannage, soit par cette couronne, dont l'une des dimensions, la largeur parallèlement à l'axe de rotation, est précisément correspondante à celle de l'orifice, sauf un léger excédant de chaque côté.

Par conséquent, la largeur de la roue et celle de l'orifice pouvant être considérées dans la détermination de la profondeur de la couronne comme facteurs égaux et inverses, on peut les négliger et prendre comme points de comparaison l'épais-

seur de la lame et le rapport $\frac{v}{V}$ seulement, qui suffisent en effet pour déterminer la profondeur p. C'est encore une opération fondée sur le principe de la détermination de la figure longitudinale d'une roue hydraulique indépendamment de sa largeur et par conséquent de la dépense totale.

En résumé, on doit dire que :

La profondeur de la couronne d'une roue qui reçoit l'eau au-dessus de son sommet est égale à l'épaisseur minimum de la lame affluente, multipliée par le rapport de* V *à* v *et par un coefficient pratique.

Cette règle va nous servir à établir une nouvelle formule pour trouver p, déjà déterminée ci-dessus par une méthode différente.

Nommant :

e l'épaisseur de la lame exprimée par la levée de la vanne, la contraction n'ayant lieu que sur l'une des arêtes de l'orifice ;

$\frac{V}{v}$ rapport de la vitesse de l'eau à celle de la circonférence de la roue ;

k coefficient égal à 1,6.

La profondeur p est représentée ainsi :

$$p = \frac{e\,V\,k}{v} \text{ ou } e\,k\,\frac{V}{v}$$

Exemple. — Dans l'exemple précédent, les données correspondent à une charge de 25 cent., dont la vitesse V qu'elle engendre est égale à 2,21, et à une levée de vanne de 6 cent. (Voir la table page 19.)

Si nous cherchons la profondeur de la couronne d'après ces deux conditions, la vitesse v encore égale à 1 mètre, nous trouvons :

$$p = 6^{c} \times 1{,}6 \times \frac{2{,}21}{1{,}00} = 21^{c}2,$$

valeur sensiblement égale à celle déjà trouvée (p. 208).

Mais cette dernière méthode est plus rationnelle que la première, attendu qu'elle indique qu'il existe un rapport direct entre l'épaisseur de la lame d'eau et la profondeur de la couronne destinée à la recevoir, en tenant simplement compte du rapport entre les vitesses. Elle permet donc aussi de rapporter au tracé géométrique du plan de la roue la plupart des conditions qu'elle doit remplir ; et ce tracé une fois adopté peut s'appliquer à des valeurs de dépenses très-diverses.

Il reste à faire remarquer que si le coursier est assez fortement incliné, la lame d'eau subissant un amincissement notable à son entrée dans la roue par suite de la différence de vitesse en son point de déversement et celle sur le centre de l'orifice, la profondeur de la couronne ainsi déterminée sera un peu plus grande qu'elle ne devrait l'être, mais réellement d'une quantité insignifiante, et sans importance pour la pratique, puisque, après tout, un peu de capacité de trop ne peut pas nuire.

Cependant, on doit dire, d'une manière générale, qu'il est bon que le volume d'eau contenu dans la roue soit réparti le plus près possible de sa circonférence, abstraction faite des raisons qui conduisent à limiter la largeur de la roue, parallèlement à son axe.

Par conséquent, si la profondeur de la couronne peut être réduite à 20 cent., et même à 15 ou 18 pour de faibles volumes d'eau à dépenser, de 100 à 150 litres, par exemple, elle peut être portée jusqu'à 40 cent., pour des cours d'eau puissants, mais ne doit pas dépasser cette dernière dimension pour être dans de bonnes conditions. Si, par l'effet des premières données, on arrivait à la valeur de p supérieure à 40 cent., il vaudrait mieux augmenter la largeur de la roue, ou la pression sur le sommet; d'où il résulterait, dans ce dernier cas, une vitesse plus grande pour la roue, permettant par conséquent de réduire la capacité de la couronne.

TRACÉ DES AUGETS

La forme des augets doit être déterminée de telle sorte que l'eau y reste le plus longtemps possible, et aussi que son introduction se fasse bien.

Pour remplir la première condition on s'arrange de manière que la face extérieure des augets, lorsqu'ils sont formés de cloisons planes, fasse l'angle le plus petit possible avec la circonférence. Lorsqu'ils sont construits en tôle et courbes, cet angle est mesuré d'après les tangentes menées à la courbure de l'auget et à la circonférence à leur point d'intersection.

Quant à l'introduction de l'eau, la plus petite distance entre deux cloisons formant un auget doit être supérieure d'un centimètre environ à l'épaisseur de la lame. Pour avoir la véritable valeur de cette épaisseur on devra diviser la dépense par la largeur du coursier à son extrémité et par la vitesse de l'eau en ce point : car l'épaisseur de la lame d'eau est nécessairement plus petite à son entrée dans la roue que la levée de la vanne à cause, d'abord de la contraction, et ensuite de l'augmentation de vitesse, si le coursier est tant soit peu incliné.

Ces deux points établis ainsi ne suffiraient pas, néanmoins, pour arriver à la forme précise que doit avoir un auget dans des conditions déterminées, si l'on ne tenait compte de la largeur de la couronne dans le sens du rayon comparativement à ce rayon même. On trouve, en effet, que l'ouverture de l'angle formé par les faces extérieures des augets avec la circonférence augmente forcément avec la profondeur de la couronne à rayon égal : c'est-à-dire, en résumé, que plus l'épaisseur de la lame est grande par rapport au diamètre de la roue, ou la vitesse v petite, plus il est difficile de fermer convenablement les augets, qui, alors, gardent leur eau moins longtemps.

De cette dernière considération peut donc se déduire directement l'angle réel que l'on cherche et le nombre total d'augets pour chaque diamètre de roue.

Nous obtenons ce résultat par une méthode très-simple et générale que nous allons faire connaître. Mais nous ferons remarquer que l'on s'arrangeait ordinai-

rement pour que l'angle des augets avec la circonférence fût compris dans les limites de 15 à 25 degrés au maximum. On peut dire que chaque fois que l'on sera conduit à ouvrir les augets davantage, c'est que les conditions principales de la roue ont besoin d'être modifiées au profit de l'effet utile.

Voici un procédé qui permettra de trouver très-promptement la forme des augets et leur nombre total.

Ayant décrit deux cercles *a b c*, *d e f*, fig. 19, pl. 8, qui représentent l'extérieur de la roue et le fond de la couronne, on en tracera un troisième *g h i* avec un rayon C*g* égal à celui du cercle extérieur, diminué des 0,65 de la largeur de couronne; si d'un point quelconque *a* de la circonférence extérieure on mène une tangente *a j* à ce troisième cercle, cette tangente sera l'inclinaison cherchée et correspondra à la face intérieure d'un auget.

Traçant ensuite un autre cercle *k l m* qui passe juste au milieu de la largeur de la couronne, son intersection en *n* avec la tangente sera la limite de la paroi extérieure inclinée, et le rayon *p n* mené par ce point peut être adopté pour le milieu de l'épaisseur de la cloison qui forme le fond de l'auget.

On trouve ensuite très-facilement l'écartement de deux augets consécutifs. Il suffit de décrire du point *n* un arc de cercle dont le rayon soit égal à l'épaisseur de la lame (calculée comme il a été dit ci-dessus), plus 1 cent. et plus l'épaisseur que doit avoir la cloison; la tangente *o n' h* menée à cet arc de cercle et à celui *g h i* sera la face intérieure de l'auget suivant, que l'on tracera complétement de la même façon que le précédent, et déterminé par les lignes *o n'* et *n' p'*.

Les lignes en traits pleins représentent sur la fig. 19 les épaisseurs des bois qui forment les augets en se servant des lignes géométriques ainsi déterminées.

En divisant ensuite la circonférence entière de *f* par l'arc *p p'* développé, correspondant à l'écartement des deux augets, on trouve le nombre total qu'en contiendra la roue en prenant pour ce nombre celui le plus approché des unités entières du quotient de la division.

En dehors de la règle générale il existe certaines conditions auxquelles il sera toujours utile de se soumettre pour la facilité de l'exécution. Ainsi, le nombre d'augets doit être pair, autant que possible; et si le quotient trouvé ci-dessus est impair, on devra le diminuer d'une unité pour le rendre pair.

Aussi, dans certaines constructions, il est utile que le nombre d'augets soit divisible par celui des bras. On donne généralement six bras aux roues de 2 à 3m50 de diamètre, huit à celles de 4 à 6 mètres, dix à celles de 6 à 8 mètres, douze à celles de 8 à 12 ou 14 mètres, etc. Or, la construction exige le plus souvent de partager la couronne en un même nombre de parties, et de répartir les augets également sur chacune d'elles. Il n'y a guère que lorsque les couronnes sont en fonte et de la même pièce que les bras, que le nombre d'augets peut n'avoir rien de commun avec celui des bras.

Puisque, par ces diverses circonstances, on peut être conduit à modifier le nombre d'augets que le tracé avait fourni directement, on doit faire en sorte que celui adopté définitivement ne lui soit pas inférieur dans tous les cas, afin que les augets

ne soient pas trop serrés. Mais si l'écartement définitif était sensiblement supérieur à celui du tracé, on devrait néanmoins maintenir l'ouverture telle qu'elle a été primitivement fixée, en diminuant l'angle que les faces inclinées forment avec la circonférence, suivant le tracé.

Il résulte donc de toutes ces considérations, qu'il n'est pas possible de fixer *à priori* le nombre et la forme des augets dans tous les cas que l'on pourrait prévoir. Il vaut mieux laisser au constructeur le soin d'en déterminer le nombre, en employant les moyens exposés ci-dessus, pour chaque cas particulier, ce qui, en résumé, ne présente aucune difficulté.

Remarque sur le tracé des augets. — Les divers auteurs qui ont traité spécialement l'hydraulique dans son application aux moteurs, ont indiqué un procédé pour trouver l'inclinaison à donner à la face extérieure des augets, ou au premier élément courbe lorsqu'ils sont ainsi construits.

Cette méthode est basée sur ce principe, que la parol frappée par la veine fluide doit être une composante du parallélogramme des vitesses de la veine et de la circonférence de la roue, afin qu'il n'y ait pas de rejaillissement d'une face sur l'autre de deux augets consécutifs.

Voici, d'après cela, en quoi consiste le tracé que l'on devrait faire pour trouver l'inclinaison cherchée.

Fig. 38.



Supposons, fig. 38, tracé B, une roue et son vannage, déterminée d'après tous les principes que nous avons donnés précédemment, et cherchons à appliquer la méthode en question à cette même roue pour obtenir la forme des augets.

TRACÉ C. — Par le point de rencontre *a* du filet moyen (déterminé comme ci-dessus) avec la circonférence, on mènera, tangente à la courbe *c J*, la droite *b c*, sur laquelle on portera une longueur *a b* représentant, à une certaine échelle, la vitesse de l'eau affluente au point *a*.

Par ce même point *a* on tracera une tangente *a d* à la circonférence de la roue, et on portera sur cette tangente une grandeur *a d* représentant, à la même échelle que *a b*, la vitesse circonférentielle de la roue; soit que l'on ait :

$$a\,d : a\,b :: v : V.$$

La face inclinée de l'auget, tracée du point *a*, sera représentée par la droite *a e*, parallèle à la ligne *d b* qui réunit les extrémités de celles *a d* et *a b* représentant les vitesses de l'eau et de la roue.

A conditions égales, on voit que les augets sont ici moins fermés que sur le premier tracé B; l'eau doit donc en sortir plus tôt.

Par conséquent, si la non-observation du principe doit produire des rejaillissements, il doit résulter une certaine altération dans l'effet utile; mais si, le principe appliqué, l'inclinaison des faces des augets est moindre par rapport à la circonférence, et qu'il en résulte un déversement prématuré, il y a encore une perte d'effet très-appréciable.

En résumé, les meilleurs constructeurs s'attachent surtout aujourd'hui à fermer les augets le plus possible pour que l'eau reste plus longtemps dans la roue.

D'ailleurs, le peu de charge que l'on donne sur l'orifice de la dépense, fait que les pertes de force vive par le choc de l'eau sont moins sensibles.

Cependant, dans quelques cas exceptionnels où l'on pourrait se trouver, on fera bien de s'informer par un examen complet de la question, s'il n'y a pas lieu d'appliquer la méthode théorique qui, après tout, repose sur des considérations exactes, et qui a été démontrée par des hommes très-compétents dans la science mécanique.

Nous ferons remarquer, en terminant, que le tracé B est précisément l'exemple d'une roue ayant pour diamètre les 9/10es de la chute totale, d'où la hauteur ou pression en est, par conséquent, le 1/10e; et que cette condition est prise comme étant à peu près la limite de celles où l'inclinaison du coursier soit nécessaire.

APPLICATION DES RÈGLES PRÉCÉDENTES

ROUE TYPE

La roue décrite précédemment, et représentée pl. 6, est la réalisation exacte, dans toutes ses parties, des principes qui viennent d'être exposés. Nous avions indiqué seulement ses principales conditions de marche; mais nous sommes en mesure maintenant d'étudier toutes ses dimensions, en établissant en quelque sorte la récapitulation des règles pratiques ci-dessus, afin de les rendre plus faciles à saisir.

On a vu qu'elle est établie sur une chute de 3,40, et pour une dépense fixe de 150 litres.

Diamètre. — Les niveaux étant fixes, et la vitesse de rotation d'abord indéterminée, le diamètre a été fixé à 3 mètres, ce qui laisse une pression totale de 40c sur le sommet.

Vitesse de rotation. — En adoptant 3 mètres pour le diamètre extérieur, on a pu connaître, au moyen de la table (p. 192), si la vitesse de rotation qui doit en résulter est convenable dans l'application du moteur. Cette table indique, pour le cas proposé, 9 tours par minute, en supposant toujours le rapport $\frac{v}{V}$ égal à 0,5, et le coursier incliné de façon à profiter de toute la pression sur le sommet de la roue.

Si nous vérifions directement cette vitesse, nous trouvons :

Vitesse V due à la hauteur 0,40....................	2m80
Vitesse v à la circonférence de la roue............	1,40

D'où la vitesse de rotation devient :

$$\frac{1,40 \times 60}{3,00 \times 3,1416} = 8^t9$$

valeur suffisamment rapprochée dn résultat prévu pour que l'on puisse dire qu'elle lui est égale en pratique.

Orifice de la dépense. — La pente du coursier ayant été déterminée comme on l'a vu (p. 204), et la vanne placée à 0m90 du centre vertical de la roue, le fond du coursier se trouve en ce point à 0,305 au-dessous du niveau supérieur.

Fixant la hauteur de l'orifice ou levée de la vanne à 7 centimètres, la charge ou pression sur son centre est égale à 0c27, qui devient la hauteur génératrice de la vitesse de l'eau au sortir de l'orifice.

Par conséquent, pour connaître la largeur de cet orifice, et par suite celle de la roue, nous cherchons dans la table (38) quelle est la dépense dans cette circonstance, et par mètre de largeur.

Le nombre le plus rapproché indiqué par la table, est 96 litres, correspondant à une pression de 0,25.

D'après ce qui a été dit (p. 194), on obtient la dépense réelle, pour le cas présent, en multipliant cette valeur par le rapport des racines carrées de 27 et de 25, et aussi par le coefficient 1,125 (40), la contraction n'ayant lieu que sur un seul côté de l'orifice.

Soit, en résumé,

$$96 \times \frac{\sqrt{27}}{\sqrt{25}} \times 1,125 = 112 \text{ litres par mètre.}$$

La largeur l de l'orifice est donc égale au quotient de la dépense totale par celle par mètre :

$$l = \frac{150}{112} = 1^{m}34.$$

On a adopté $1^{m}40$ en nombre rond, dont l'excédant de 6 centimètres sur celui trouvé rigoureusement, ne peut d'ailleurs influer sur le résultat que d'une façon insignifiante, et qui serait plutôt favorable, attendu que les choses ne s'accomplissent pas toujours en pratique avec toute l'exactitude prévue.

Largeur intérieure de la roue. — En ajoutant à la largeur de l'orifice les épaisseurs des côtés du coursier, plus un léger excédant, on trouve la largeur intérieure de la roue convenablement disposée pour que l'eau s'introduise facilement dans les augets en laissant l'air s'en échapper.

Cette largeur étant fixée ici à $1^{m}50$, c'est donc un excédant de 5 centimètres de chaque côté sur celle de l'orifice.

Profondeur de la couronne. — La profondeur de la couronne est facilement déterminée par l'une ou l'autre des deux méthodes que nous avons indiquées (p. 207), la première consistant à comparer le volume de l'eau dépensée à celui de la couronne, et la seconde à se servir directement et simplement de l'épaisseur de la lame comparée à la largeur de la couronne.

Première méthode. — Le volume D à dépenser étant égal à 150 litres ;

La largeur $l = 1^{m}50$ ou 15 décimètres;

Et la vitesse v $1^{m}40$ ou 14 décimètres.

$$\text{La profondeur cherchée } p = \frac{150}{15 \times 14} \times \frac{5}{2} = 1^{\text{déc.}}8$$

Deuxième méthode. — La levée de la vanne étant égale à 7 centimètres et le rapport $\frac{V}{v}$ égal à 2, on trouve :

$$p = 7^{c} \times 1,6 \times 2 = 22,4.$$

La première valeur se trouve un peu plus faible que celle-ci, par la raison que la roue est un peu plus large que l'orifice et présente par conséquent un excédant de volume dans ce sens.

On a cependant donné à la profondeur de la couronne 22 centimètres, plus faible seulement de 4 millimètres que la dernière valeur trouvée.

Augets. — En procédant ainsi qu'il a été dit (p. 210) pour trouver les angles formés par les parois brisées d'un auget, et leur écartement pour deux consécutifs, le nombre qui en résulte pour la circonférence entière est 36, divisible aussi par le nombre de bras.

La plus petite distance existant entre deux côtés inclinés est égale à 6 centimètres par laquelle l'eau doit pouvoir s'introduire aisément.

Pour connaître quelle peut être l'épaisseur de la veine fluide à son entrée dans les augets, rappelons qu'il suffit de diviser la dépense totale par le produit de la

largeur du coursier par la vitesse V; le quotient exprime l'épaisseur cherchée.

Ainsi dans le cas présent, on a :

$$\frac{150^{\text{lit.}}}{28^{\text{déc.}} \times 14^{\text{déc.}}} = 0^{\text{déc.}}38,$$

c'est-à-dire 38 millimètres. Par conséquent l'espace libre est suffisant puisqu'il excède de 22 millimètres l'épaisseur de la veine fluide, et suffirait encore, même en supposant que celle-ci dépassât un peu le résultat trouvé, ou qu'il fût nécessaire d'augmenter la levée de la vanne d'une certaine quantité.

Mais il est bon de remarquer que cette levée de vanne ne doit jamais excéder que d'un centimètre ou deux la hauteur pour laquelle la roue a été établie, attendu que toute l'eau ne pourrait pas s'y introduire, et qu'il en résulterait une perte. Quand on se trouve dans cette circonstance d'avoir des levées de vannes variables, soit par suite de dépenses également variables à divers moments, soit pour une autre cause, les augets doivent évidemment être établis en conséquence, et pour la plus forte lame.

Mais il se peut aussi, qu'à une certaine époque de l'année, le volume d'eau soit réellement plus que suffisant, mais pendant un court espace de temps. Il ne faut pas, dans cette circonstance, sacrifier la disposition du moteur à cette éventualité passagère, et adopter plutôt celle qui convient à la dépense moyenne, avec laquelle on a surtout besoin d'avoir le meilleur effet utile.

Coursier. — Le coursier est incliné de la vanne au sommet de la roue, conformément aux principes exposés plus haut (p. 204), et l'inclinaison déterminée par la méthode exposée dans cet article.

A part l'emploi du tracé géométrique, on peut aussi connaître numériquement l'inclinaison en cherchant le rapport de la charge initiale à la hauteur de chute totale, ainsi qu'on l'a expliqué.

En effet, cette chute étant égale à $3^{m}40$, et la charge à $0^{m}40$, le rapport de ces deux quantités est égal à

$$\frac{0^{m}40}{3^{m}40} = 0,117$$

Par conséquent, à l'aide de la formule ou de la table correspondante (p. 207), l'inclinaison que le coursier doit avoir par mètre courant égale

$$\frac{0,117}{1 + 0,117} = 0^{m}1047$$

soit 105 millimètres par mètre.

En faisant usage de la table, on aurait trouvé 0,107, correspondant au rapport 0,12, le plus approché de celui 0,117, donné ci-dessus.

DÉPENSES D'EAU PAR UN CANAL.

Les roues à augets, par la disposition spéciale de leur coursier, nous amènent naturellement à traiter ici une question qui aurait pu, néanmoins, trouver déjà sa place dans les notions préliminaires qui ont précédé la description détaillée de la construction des moteurs hydrauliques en général.

Nous voulons parler du calcul de la dépense d'eau par un canal découvert, à régime uniforme, c'est-à-dire l'évaluation du débit d'un conduit qui n'a d'autre pression initiale que sa pente naturelle.

A part l'application générale que l'on peut faire de cette évaluation, nous avons fait remarquer (p. 156) que certaines roues en dessus peuvent recevoir l'eau par un coursier n'ayant pas de vannage, dans lequel cas le volume d'eau écoulé ne peut être estimé que par la section de la lame et sa vitesse dans le coursier.

Or, ces deux éléments bien déterminés, le calcul se réduit à peu de chose, puisqu'il suffit d'en faire le produit pour obtenir le résultat demandé.

Si le canal ou coursier a une forme régulière, le premier élément, l'aire de la section mouillée, est facile à trouver. Mais il n'en est pas tout à fait de même du second, qui ne peut être déterminé qu'en s'aidant des résultats d'expériences faites à cet égard.

En examinant les conditions dans lesquelles se trouve une masse fluide en mouvement dans un conduit découvert dont la seule pente opère l'écoulement, on reconnaît que la vitesse est différente, sur une même section transversale, pour toutes les tranches horizontales; que cette vitesse est à son maximum à la surface, d'où elle décroît jusqu'au fond, sur lequel le fluide éprouve une résistance évidemment plus grande qu'en tout autre point de la masse.

Entre toutes ces vitesses différentes, c'est la moyenne qui peut seule être employée pour l'un des deux facteurs du produit égal à la dépense, ou au débit du cours.

C'est en définitive cette vitesse moyenne qu'il faut trouver, et que l'on obtient en multipliant celle à la surface libre, mesurée dans le plus fort du courant, par un rapport qui varie avec cette dernière vitesse.

Ce rapport variable a été ainsi déterminé par l'expérience :

Vitesse à la surface.........	0m 10	0m 50	1m 00	1m 50	2m 00	2m 50	3m 00	3m 50	4m 00
Rapport de la vitesse moyenne à celle à la surface	0m 760	0m 786	0m 812	0m 832	0m 848	0m 862	0m 873	0m 883	0m 894

Lorsque les vitesses à la surface sont comprises entre 0m 20 et 1m 50, on pourra adopter sans erreur sensible le rapport 0m 80 pour trouver la vitesse moyenne.

Par conséquent la première chose à connaître c'est la vitesse à la surface, que l'on trouve aisément en opérant de la manière suivante.

Déterminer la vitesse d'un cours d'eau a sa surface. — On choisit la partie du cours d'eau où le courant est le plus fort et on y jette un ou plusieurs flotteurs légers, mais tels que du bois de chêne, qui s'immerge presque complétement; puis, ayant marqué deux limites suffisamment distantes l'une de l'autre pour que l'observation soit sûre, on note exactement le temps employé par le flotteur à parcourir l'intervalle qui les sépare.

Cette opération répétée un nombre de fois suffisant pour en assurer l'exactitude, on divise l'espace par le temps mis par le flotteur à le parcourir.

Le quotient de la division est égal à la vitesse cherchée.

Exemple. — Soit un cours d'eau sur lequel un flotteur parcourt un espace de 25^{m}00 en 35 secondes; déterminer la vitesse par 1$''$ du cours à sa surface.

On trouve

$$\frac{25^m00}{35''} = 0^m714, \text{ vitesse cherchée.}$$

D'après cela, cette vitesse étant comprise dans la série qui correspond au rapport 0^{m}80 pour la vitesse moyenne, celle-ci égale

$$0^m714 \times 0^m80 = 0^m571$$

Vitesse de l'eau au fond des canaux. — Il est souvent nécessaire de connaître aussi quelle est la vitesse de l'eau sur le fond d'un canal afin de pouvoir apprécier la limite que cette vitesse ne doit pas dépasser pour ne pas dégrader le lit, suivant la nature des matériaux qui le forment.

Nous trouvons dans les ouvrages de M. Morin que cette vitesse se détermine en retranchant la vitesse à la surface du double de celle moyenne, règle qui revient à ceci :

$$v = 2\,V' - V$$

v représentant la vitesse au fond du canal;
V' » » moyenne;
V » » à la surface.

Dans l'exemple précédent, on trouverait pour la vitesse, au fond du même canal,

$$v = (2 \times 0^m571) - 0^m714 = 0^m428$$

Voici, d'après le même auteur, les limites que l'eau ne doit pas dépasser sur le fond des canaux, suivant sa nature, pour ne pas le dégrader.

NATURE DU FOND.	LIMITES de la vitesse.
	mètres.
Terres détrempées, brunes	0.076
Argiles tendres	0.152
Sables	0.305
Graviers	0.609
Cailloux	0.614
Pierres cassées, silex	1.220
Cailloux agglomérés, schistes tendres	1.520
Roches en couches	1.830
Roches dures	3.050

Calcul du débit d'un canal. — La détermination du volume d'eau fourni par un cours naturel est donc maintenant très-simple, puisqu'elle se réduit à mesurer la section transversale, d'après le contour mouillé, dans la partie même où l'on a mesuré la vitesse, et à multiplier cette section par la vitesse moyenne.

Cependant, pour rendre cette opération encore plus facile, nous avons calculé la table suivante qui donne le débit d'un canal, en litres et par chaque mètre carré de section, pour des vitesses données à la surface, auxquelles correspondent en même temps les vitesses moyennes et celles au fond, toutes trois exprimées en millimètres.

TABLE

DES VOLUMES D'EAU DÉBITÉS PAR UN CANAL DÉCOUVERT, PAR MÈTRE CARRÉ DE SECTION, ET SUIVANT LA VITESSE A LA SURFACE, AVEC LES VITESSES MOYENNES ET AU FOND CORRESPONDANTES.

VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.	VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.
à la surface.	moyenne.	au fond.		à la surface.	moyenne.	au fond.	
millim.	millim.	millim.	litres.	millim.	millim.	millim.	litres.
20	16	10	15	410	320	230	320
30	23	16	23	420	336	236	326
40	30	20	30	430	336	243	336
50	38	26	36	440	344	248	344
60	45	30	46	450	352	255	352
70	53	36	53	460	360	261	364
80	61	41	61	470	368	267	369
90	68	47	68	480	377	273	377
100	76	52	76	490	384	280	385
110	84	57	84	500	296	286	393
120	91	63	91	510	401	292	401
130	99	68	99	520	400	300	409
140	107	73	107	530	417	305	416
150	116	79	115	940	426	311	426
160	122	84	122	550	434	316	434
170	130	90	130	560	443	324	442
180	138	95	136	570	450	330	450
190	146	101	146	580	458	337	459
200	153	107	153	590	467	343	467
310	161	112	161	600	475	350	473
220	170	116	170	610	483	356	483
236	177	124	177	620	491	363	492
340	185	129	185	630	500	360	500
250	193	135	193	640	508	376	608
260	201	141	201	650	516	383	516
270	208	146	308	660	525	380	525
280	210	152	216	670	533	396	533
290	224	158	224	680	544	403	541
300	232	164	232	690	543	409	550
310	240	170	310	700	558	416	558
320	248	176	246	710	566	422	566
330	256	182	256	720	676	429	575
340	264	188	264	730	583	436	583
350	272	194	272	746	692	443	592
360	280	200	280	750	600	449	600
370	288	206	288	760	608	456	608
380	296	213	296	776	617	463	617
390	304	218	304	780	625	470	625
400	312	224	313	790	633	477	633

SUITE DE LA TABLE

DES VOLUMES D'EAU DÉBITÉS PAR UN CANAL DÉCOUVERT, PAR MÈTRE CARRÉ DE SECTION, ET SUIVANT LA VITESSE A LA SURFACE, AVEC LES VITESSES MOYENNES ET AU FOND CORRESPONDANTES.

VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.	VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.
à la surface.	moyenne.	au fond.		à la surface.	moyenne.	au fond.	
millim.	millim.	millim.	litres.	millim.	millim.	millim.	litres.
800	642	484	642	1.190	976	762	976
810	650	491	650	1.200	985	769	985
820	659	497	659	1.210	993	777	993
830	667	504	667	1.220	1.002	784	1.002
840	676	511	676	1.230	1.010	791	1.011
850	684	518	684	1.240	1.019	799	1.019
860	693	525	693	1.250	1.028	806	1.028
870	701	532	701	1.260	1.037	814	1.037
880	710	539	710	1.270	1.046	821	1.045
890	718	546	718	1.280	1.054	829	1.054
900	747	553	727	1.290	1.063	836	1.063
910	735	560	735	1.300	1.072	844	1.072
920	741	567	744	1.310	1.081	851	1.081
930	752	574	752	1.320	1.089	859	1.089
940	761	581	761	1.330	1.098	866	1.098
950	769	588	769	1.340	1.107	874	1.107
960	778	596	778	1.350	1.116	882	1.116
970	786	602	786	1.360	1.125	889	1.125
980	795	609	795	1.370	1.133	897	1.133
990	803	617	803	1.380	1.142	904	1.142
1.000	812	624	812	1.390	1.151	912	1.151
1.010	820	631	820	1.400	1.160	920	1.160
1.020	829	638	829	1.410	1.169	927	1.169
1.030	838	645	838	1.420	1.177	935	1.177
1.040	846	652	846	1.430	1.186	942	1.186
1.050	855	660	855	1.440	1.195	950	1.195
1.060	863	668	863	1.450	1.204	958	1.204
1.070	872	674	872	1.460	1.213	965	1.213
1.060	881	681	881	1.470	1.222	973	1.222
1.090	889	689	889	1.480	1.230	981	1.230
1.100	898	696	898	1.490	1.239	989	1.239
1.110	907	703	907	1.500	1.248	996	1.248
1.120	916	710	915	1.510	1.257	1.004	1.257
1.130	924	718	924	1.520	1.266	1.011	1.266
1.140	933	725	933	1.530	1.275	1.019	1.275
1.150	941	732	941	1.540	1.284	1.027	1.284
1.160	950	740	950	1.550	1.292	1.035	1.293
1.170	959	747	959	1.560	1.304	1.043	1.304
1.180	967	754	967	1.570	1.310	1.051	1.310

SUITE DE LA TABLE

DES VOLUMES D'EAU DÉBITÉS PAR UN CANAL DÉCOUVERT, PAR MÈTRE CARRÉ DE SECTION, ET SUIVANT LA VITESSE A LA SURFACE, AVEC LES VITESSES MOYENNES ET AU FOND CORRESPONDANTES.

VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde	VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.
à la surface.	moyenne.	au fond.		à la surface.	moyenne.	au fond.	
millim.	millim.	millim.	litres.	millim.	millim.	millim.	litres.
1.580	1.312	1.058	1.319	1.970	1.670	1.377	1.670
1.590	1.328	1.066	1.328	1.980	1.679	1.385	1.679
1.600	1.339	1.074	1.337	1 990	1.688	1.394	1.688
1.610	1.346	1.081	1.346	2.000	1.697	1.402	1.697
1.620	1.355	1.090	1.355	2.010	1.706	1.410	1.706
1.630	1.364	1.097	1.364	2.020	1.715	1.416	1.715
1.640	1.373	1.105	1.373	2.030	1.724	1.426	1.724
1.650	1.382	1.113	1.382	2.040	1.733	1.434	1.733
1.660	1.391	1.121	1.391	2.050	1.742	1.442	1.742
1.670	1.399	1.128	1.399	2.060	1.751	1.451	1.751
1.680	1.408	1.142	1.408	2 070	1.760	1.459	1.760
1.690	1.417	1.153	1.417	2.080	1.769	1.467	1.769
1.700	1.426	1.161	1.426	2.090	1.779	1.475	1.778
1.710	1.435	1.168	1.435	2.100	1.788	1.477	1.788
1.720	1.444	1.176	1.444	2.110	1.797	1.484	1.797
1.730	1.453	1.184	1.453	2.120	1.806	1.492	1.806
1.740	1.462	1.192	1.462	2.130	1.815	1.500	1.815
1.750	1.471	1.200	1.471	2.140	1.824	1.508	1.824
1.760	1.480	1.208	1.480	2.150	1.833	1.512	1.833
1.770	1.489	1.213	1.489	2.160	1.842	1.525	1.842
1.780	1 498	1.221	1.498	2.170	1.851	1.533	1.851
1.790	1.507	1.232	1.507	2.180	1.861	1.541	1.861
1.800	1.512	1.240	1.516	2.190	1.870	1.550	1.870
1.810	1.525	1.248	1.525	2.200	1.880	1.558	1.879
1.820	1.534	1.256	1.534	2.210	1.888	1.567	1.888
1.830	1.543	1.264	1.543	2.220	1.897	1.574	1.897
1.840	1.552	1.272	1.552	2.230	1.906	1.583	1.906
1.850	1.561	1.280	1.561	2.240	1.915	1.591	1.915
1.860	1.570	1.288	1.570	2.250	1.925	1.599	1.925
1.872	1.572	1.296	1.579	2.260	1.934	1.608	1.934
1 880	1.588	1.304	1.588	2.270	1.943	1.612	1.943
1.890	1.597	1.312	1.597	2.280	1.952	1.624	1.952
1.900	1.606	1.320	1.606	2.290	1.961	1.633	1.961
1.910	1.615	1.329	1.615	2.300	1.970	1.643	1.970
1.920	1.624	1.337	1.624	2.310	1.980	1.649	1.980
1.930	1.633	1.345	1.633	2.320	1.989	1.658	1.989
1.940	1.642	1.353	1.642	2.330	1.998	1.666	1.998
1.950	1.651	1.361	1.651	2.340	2.007	1.674	2.007
1.960	1.660	1.369	1.660	2.350	2.016	1.683	2.016

SUITE DE LA TABLE

DES VOLUMES D'EAU DÉBITÉS PAR UN CANAL DÉCOUVERT, PAR MÈTRE CARRÉ DE SECTION, ET SUIVANT LA VITESSE A LA SURFACE, AVEC LES VITESSES MOYENNES ET AU FOND CORRESPONDANTES.

VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.	VITESSE DE L'EAU par seconde			VOLUME d'eau en litres par seconde.
à la surface.	moyenne.	au fond.		à la surface.	moyenne.	au fond.	
millim.	millim.	millim.	litres.	millim.	millim.	millim.	litres.
2.360	2.026	1.694	2.026	2.750	2.386	2.022	2.386
2.370	2.035	1.692	2.035	2.760	2.395	2.031	2.395
2.380	2.044	1.708	2.044	2.770	2.405	2.039	2.405
2.390	2.053	1·712	2.053	2.780	2.414	2.048	2.414
2.400	2.062	1.725	2 062	2.790	2.423	2.056	2.423
2.410	2.072	1.733	2.072	2.800	2.432	2.065	2.432
2.420	2.081	1.741	2.081	2.810	2.442	2.074	2.442
2.430	2.090	1.750	2.080	2.820	2.452	2.082	2.452
2.440	2.099	1.758	2.099	2.830	2.460	2.091	2.460
2.450	2.108	1.767	2.108	2.840	2.470	2.100	2.470
2.460	2.118	1.775	2.118	2.850	2.479	2.108	2.479
2.470	2.127	1.784	2.127	2.860	2.488	2.117	2.488
2.480	2.136	1.792	2·136	2.870	2.498	2.125	2.498
2.490	2.145	1.801	2.145	2.880	2.507	2.134	2.507
2.500	2.154	1.809	2.154	2.890	2.516	2.143	2.516
2.510	2.164	1.817	2.164	2.900	2.526	2.151	2.526
2.520	2.173	1.826	2.173	2.910	2.535	2.160	2.535
2.530	2.182	1 834	5.182	2.920	2.544	2.169	2 544
2.540	2.191	1.843	2.191	2.930	2.554	2.177	2.554
2.550	2.201	1.851	2.201	2.940	2.563	2.186	2.563
2.560	2.210	1.860	2.210	2.950	2.572	2.195	2.572
2.570	2.219	1.868	2 219	2.960	2.582	2.203	2.582
2.580	2.228	1.877	2.228	2.970	2.591	2.212	2 591
2.590	2.238	1.885	2.238	2.980	2.600	2.221	2.600
2.600	2.247	1.894	2 247	2.990	2.610	2.229	2.610
2.210	2.256	1.902	2.256	3.000	2.619	2.238	2.619
2.620	2 265	1.911	2.265	3.010	2.628	2.247	2.628
2.630	2.273	1.919	2.273	3.020	2.638	2.256	2.638
2.640	2.284	1.928	2.284	3.030	2.647	2.264	2.647
2.650	2.293	1.937	2.293	3.040	2.656	2.273	2.656
2.660	2.302	1.945	2.302	3.050	2 666	2.282	2.666
2.670	2.312	1.954	2.312	3.060	2.675	2.290	2.675
2.680	2.321	1.962	2.321	3.070	2.685	2.299	2 685
2.690	2.330	1.971	2.330	3.080	2.694	2.308	2.694
2.700	2.340	1.979	2.340	3.090	2.703	2.317	2.703
2.710	2 349	1.988	2.349	3.100	2.713	2.325	2.713
2.720	2.358	1.996	2.358	3.110	2.722	2.334	2.722
2.730	2.367	2.004	2.367	3.120	2.731	2.343	2.731
2.740	2.377	2.012	2.377	3.130	2.741	2.352	2.741

Usage de la table. — Avec la table précédente, l'estimation du produit d'un canal se réduit à déterminer d'abord, expérimentalement, la vitesse à la surface et la section transversale; puis, à chercher cette vitesse dans la table, ou du moins celle qui s'en rapproche le plus, en regard de laquelle on trouve les vitesses moyenne et au fond, et le produit ou débit par mètre carré de section. Cette dernière valeur multipliée par la section du canal donne le résultat cherché.

Exemple. — Quel est le débit d'un canal dont la vitesse à la surface est égale à celle $0^{m}714$ ou 714 millimètres, trouvée ci-dessus, et la section transversale $0^{m.q.}8495$?

On trouve, dans la première section de la table (p. 220), que la vitesse donnée est comprise entre 710 et 720 auxquelles correspondent les dépenses 566 et 575 litres par mètre carré, les vitesses moyennes étant 566 et 575 millimètres.

Par conséquent, la dépense cherchée, dans des limites aussi rapprochées, est proportionnelle aux vitesses, et est égale par mètre carré à

$$566 \times \frac{714}{710} = 569,2 \text{ litres,}$$

et pour le canal de la section donnée, le débit égale

$$569,2 \times 0,8495 = 483,5 \text{ litres.}$$

En cherchant une proportionnelle entre les valeurs données par la table nous tenions à faire l'opération avec le plus d'exactitude possible; mais, pour la plupart des applications et pour des vitesses aussi faibles, il suffira de prendre une moyenne arithmétique entre les deux quantités consécutives; le résultat ne s'en trouve pas affecté assez sensiblement pour nuire à l'opération finale.

Ainsi, si nous avions cherché simplement la moyenne entre les dépenses 566 et 574, il en serait résulté, pour la dépense cherchée par mètre carré

$$\frac{566 + 574}{2} = 570 \text{ litres}$$

au lieu de 569,2; et pour la dépense totale, on aurait eu

$$570 \times 0,8495 = 484,2 \text{ litres}$$

au lieu de 483,5, c'est-à-dire $0^{lit.}7$ de différence.

Cependant on ne devra pas négliger d'employer la première méthode, plus rigoureuse, si la vitesse et la section sont grandes, dans lequel cas les erreurs sont nécessairement plus sensibles.

FIN DU CHAPITRE QUATRIÈME.

CHAPITRE V

ROUES A AUGETS DE COTÉ RECEVANT L'EAU AU-DESSOUS DE LEUR SOMMET

Lorsqu'une chute d'eau est considérée comme trop grande pour y appliquer une roue de côté et trop faible pour une roue en dessus, surtout en raison de la vitesse de rotation à obtenir, ou que le niveau supérieur est susceptible de variations de hauteur d'au moins 0m30 à 0m40, ou bien encore que la roue doit marcher dans le même sens que l'eau dans le canal de fuite, on construit un vannage particulier qui, en faisant admettre l'eau entre le centre et le sommet de la roue, permet de donner à cette dernière un diamètre même plus grand que la chute totale, condition évidemment inconciliable avec l'admission en dessus, ou qui conduit à de très-grandes dimensions avec les roues recevant l'eau en déversoir.

Mais en examinant les conditions de marche de ces moteurs on ne tarde pas à en conclure que leur rendement ne peut égaler celui des roues en dessus.

En effet, il est difficile de donner aux augets une forme qui permette de retarder autant le déversement qu'avec les roues qui reçoivent l'eau directement à la partie supérieure. Cependant, leur emploi est quelquefois nécessaire pour les raisons exposées ci-dessus; et sans être aussi répandues que les autres, il en existe néanmoins un certain nombre, dans lequel il s'en rencontre d'une force imposante.

On doit citer la roue qui a été établie à Guebwiller chez MM. Schlumberger et Ce, d'abord pour sa puissance, et surtout pour les expériences dont elle a été l'objet de la part de M. Morin.

Ces expériences, faites avec tout le soin et la précision dont l'illustre savant est capable, ont été publiées par lui très en détail; nous ne pouvons faire mieux que d'en donner ici les résultats qui éclairent complétement la question.

La roue de Guebwiller est construite en fonte et en fer. Son diamètre est de 9m10 et sa largeur intérieure de 3m155. Elle comprend 96 augets en tôle, distants l'un de l'autre de 0m30 à la circonférence extérieure; la couronne a une largeur de 0m30 dans le sens du rayon.

La chute totale utilisée varie entre 7m70 et 7m80.

L'eau est admise sur la roue par un vannage incliné de 40° avec la verticale; il est percé d'orifices rectangulaires munis d'ajutages extérieurs qui dirigent l'eau dans les augets dont les parois en forment à peu près le prolongement dans leur passage sous le vannage. Les orifices sont démasqués à volonté par une vanne plongeante, fonctionnant comme un tiroir, et glissant contre la face postérieure du vannage.

EXPÉRIENCES SUR LA ROUE DE GUEBWILLER.

La première opération de l'expérimentateur a été la détermination du volume exact de l'eau dépensée.

Comme il pouvait arriver que les coefficients d'expérience connus sur la contraction fussent modifiés par la disposition particulière des orifices, on a cherché le volume de l'eau dépensée par l'écoulement dans le canal d'arrivée.

Le résultat de cette première expérience comparé avec celui du calcul théorique effectué au moyen de la section des orifices et de la charge sur leurs centres, a donné 0m754 pour le coefficient de la dépense; M. Poncelet avait trouvé 0m75 à propos de ses expériences sur les roues à aubes courbes pour des orifices où la contraction n'a lieu que sur un de leurs côtés, et ouverts dans une paroi inclinée de 1 de base sur 2 de hauteur; et 0m75 à 0m80, pour des inclinaisons qui varient entre cette dernière et 1 sur 1.

Cette valeur, 0,754, qui se trouve précisément comprise entre 0,75 et 0,80, pouvait donc être regardée comme exacte, d'autant plus que l'inclinaison du vannage, 0,400, était comprise dans les limites ci-dessus, et que la contraction n'existait non plus ni latéralement ni sur le côté supérieur.

Il a été trouvé ainsi 766 kilogrammes d'eau pour la dépense maximum au moment des expérieuces, lesquelles ont formé quatre séries qui correspondaient à des ouvertures de vanne et des dépenses différentes.

Voici, en résumé, quels en ont été les résultats.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES

FAITES SUR LA ROUE A AUGETS DE GUESWILLER

(Extrait du travail publié par M. Morin).

NUMÉROS		Dépenses d'eau.	Chutes totales.	VITESSES			QUANTITÉS DE TRAVAIL			POIDS d'eau introduit dans chaque auget.
des séries.	des expériences.			de l'eau affluente.	de la circonférence de la roue.	Rapport des deux vitesses.	théorique.	utile.	Rapport des deux.	
		kilog.	mètr.	mètres.	mètres.		kilog.mèt.	kilog.mèt.		kilog.
1	1	257	7.85	2.30	1.460	0.560	2047	1384	0.69	53
	2	»	»	»	1.400	0.436	»	1442	0.72	63
	3	»	»	»	1.045	0.402	»	1601	0.79	74
	4	»	»	»	0.806	0.313	»	1468	0.73	95
	5	»	»	»	0.693	0.268	»	1450	0.72	115
2	1	383	7.78	2.42	1.750	0.690	2626	1660	0.63	56
	2	»	»	»	1.340	0.720	»	1900	0.72	66
	3	»	»	»	1.280	0.670	»	1856	0.71	83
	4	»	»	»	1.065	0.500	»	1940	0.74	95
	5	»	»	»	0.918	0.380	»	1720	0.65	124
3	1	494	7.77	2.63	2.090	0.770	3830	2496	0.65	74
	2	»	»	»	1.700	0.650	»	2580	0.67	87
	3	»	»	»	1.310	0.500	»	2376	0.62	113
	4	»	»	»	1.190	0.450	»	2504	0.66	124
	5	»	»	»	1.075	0.410	»	2537	0.67	138
4	1	766	7.77	3.01	2.930	0.670	5951	2767	0.46	78
	2	»	»	»	2.500	0.830	»	3094	0.52	92
	3	»	»	»	2.190	0.730	»	3344	0.56	105
	4	»	»	»	1.730	0.580	»	3470	0.58	131
	5	»	»	»	1.700	0.565	»	3554	0.60	141
	6	»	»	»	1.540	0.500	»	3666	0.62	149

Remarque. — Les valeurs contenues dans la colonne relative au travail utile indiquent justement les quantités de travail mesurées sur le frein même, et réellement disponibles. Mais les quantités de travail estimées à la circonférence de la roue, et qui sont consignées dans le tableau original, sont plus élevées de toute la valeur du travail absorbé par les frottements, des tourillons du moteur et ceux de l'axe qui portait le frein.

Conséquences déduites du tableau précédent. — La comparaison de ces expériences entre elles, qui, on le voit, ont été faites avec des dépenses et des vitesses variables, ont conduit l'expérimentateur à en conclure que :

1° L'effet utile a constamment diminué au fur et à mesure que les augets ont été remplis davantage, par l'augmentation de la dépense ;

2° Les augets remplis seulement à moitié, mais la roue marchant à une vitesse de 2m50 à 3m00, la force centrifuge tendait à projeter l'eau en dehors de la roue ;

3° Pour qu'une roue à augets fonctionne convenablement il est nécessaire que les augets ne s'emplissent guère qu'au tiers de leur capacité, et à la moitié, au maximum ;

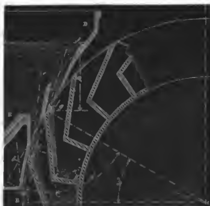
4° Le rapport de la vitesse de l'eau affluente à celle de la circonférence de la roue peut s'écarter assez sensiblement des limites indiquées par la théorie sans que le rendement subisse une diminution notable, et que ce rapport peut varier entre 0,25 et 0,80, la vitesse de la circonférence pouvant atteindre 2 mètres, toutes les fois que les augets ne sont remplis qu'à moitié.

Déjà nous avons exposé ces principes, mais ils trouvent naturellement leur place de nouveau ici, où ils se trouvent rapprochés de la source qui les a fournis.

TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DU VANNAGE.

Application a une roue construite en bois. — L'étude attentive que M. Morin a faite de ce système de roues, lui a permis d'indiquer une méthode pour déterminer géométriquement le vannage mis en rapport avec les augets, ainsi que les conditions générales du tracé par rapport à la chute.

Fig. 39.



Contrairement à ce qu'il a trouvé dans la roue de Guebwiller, où les ajutages des orifices étaient à peu près verticaux, ainsi que les parois des augets à leur passage

au-dessous des orifices, il s'est attaché à montrer qu'il est bon de donner aux parois extérieures des augets une inclinaison correspondant à la composition des vitesses de l'eau et de la circonférence de la roue, de façon que l'eau ne produise pas de chocs à son entrée dans les augets.

Le tracé ci-contre, fig. 39, est fait d'après cette méthode que nous avons déjà examinée précédemment à propos des roues en dessus.

Le niveau supérieur étant en *ij*, on prend une hauteur *h* égale à $0^m 46$, à laquelle est due la vitesse de 3 mètres par 1″, qui est admise comme convenable pour le système dont il s'agit ici.

On trace ensuite le cercle extérieur de la roue d'un tel diamètre, qu'étant tangent au niveau du bief d'aval, la ligne horizontale tracée à une distance *h* du niveau supérieur *ij*, rencontre ce cercle en A à 30° au-dessus de son diamètre horizontal BC. Le point A est la rencontre du filet moyen avec la circonférence de la roue par le premier orifice supérieur du vannage.

Le vannage est composé ordinairement de plusieurs orifices que l'on ouvre successivement soit pour modifier la dépense, soit parce que le niveau supérieur change, particularité pour laquelle ce mode de roues est surtout adopté, comme nous l'avons dit.

Mais avant de s'occuper du vannage, proprement dit, on détermine d'abord la forme d'un auget d'après laquelle on trouve la direction des filets moyens pour chaque orifice.

Pour cette opération on tracera du point A d'intersection du filet moyen avec la circonférence le profil A*ck* d'un auget, en donnant au côté A*c* une inclinaison que nous estimons ici à un angle de 55° avec le rayon AC, angle où la pratique nous a conduit en cherchant l'inclinaison qui semble la plus convenable pour s'accorder avec le vannage, lorsque le filet moyen s'introduit à 60° au-dessous du sommet de la roue.

Puis du point A on décrira le parallélogramme des vitesses, comme on l'a vu ci-dessus (p. 213). La tangente A*b* représente à une certaine échelle la vitesse que doit prendre la roue à sa circonférence, et *ba* est parallèle à A*c*. En décrivant du point A un arc de cercle, dont le rayon représente la vitesse due à la hauteur *h*, la droite menée par son intersection *a* et le point A est la direction du filet moyen qui rencontre la circonférence de la roue au point A.

Pour déterminer la direction des autres orifices on décrira l'arc de cercle *fdg* tangent à A*a*, et chaque orifice aura de même pour direction du filet moyen une tangente au même cercle.

On peut déterminer la distance des orifices et leur dimension, par conséquent, en supposant que le niveau supérieur s'abaisse successivement de 10 en 10 centimètres, et que la hauteur *h* étant reportée de même en dessous, donne avec la circonférence de la roue des points d'intersection semblables à celui A. Chacun des points ainsi déterminés devient le passage d'une tangente au cercle *fdg*, laquelle est le centre ou filet moyen de chaque orifice.

Pour former ensuite chaque orifice, il suffit de tracer les cloisons directrices, en

les dirigeant comme les lignes des filets moyens, tangentiellement au cercle *fdg*, mais en s'arrangeant pour que la plus petite largeur de chacun des orifices, mesurée sur la perpendiculaire menée à la ligne directrice du filet moyen par l'arête supérieure, soit égale pour tous les orifices, dont la section effective sera justement calculée sur cette largeur (voir la fig. 39 qui porte ces perpendiculaires).

Maintenant, la face intérieure du vannage et son inclinaison se déterminent simplement en faisant en sorte que la longueur des orifices, mesurée sur les lignes moyennes, soit à peu près la même pour chacun d'eux, de la circonférence de la roue à la face intérieure ; cette longueur peut être environ quadruple de la largeur minimum, enfin telle que les filets d'eau soient bien dirigés.

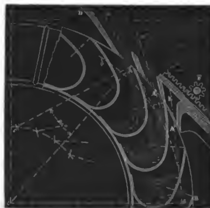
La pièce D qui reçoit les orifices est en fonte et termine le canal d'arrivée; sa largeur est celle de la roue parallèlement à l'axe de rotation.

La vanne E est un tiroir également en fonte, qui glisse sur une partie en saillie bien dressée; elle porte une crémaillère avec laquelle engrène un pignon monté sur l'arbre de commande.

Dans la roue de Guebwiller elle est équilibrée par un contre-poids.

Application a une roue construite en métal. — Le tracé, fig. 40 ci-contre, représente le même mode d'admission adapté à une roue dont les augets sont en tôle. Mais la méthode de détermination des orifices, relativement aux augets, n'est pas précisément la même. On a supposé aussi le cas du plus petit diamètre que l'on puisse donner à la roue, qui est la hauteur même de la chute.

Fig. 40.



Ici la hauteur *h* de la charge sur le premier orifice est plus faible que précédemment et seulement égale à 0^m30; d'où la vitesse initiale de l'eau est égale à 2^m42.

En réduisant ainsi la pression de l'eau on a pour but d'élever le point d'intro-

duction le plus possible afin que l'arc de la roue chargée d'eau ait aussi son étendue maximum.

D'autre part, les dimensions choisies pour notre exemple l'ont été de façon à rendre le tracé plus sensible, c'est-à-dire que la largeur de la jante est supposée beaucoup plus considérable, relativement au diamètre de la roue, que cela ne se rencontre dans les circonstances ordinaires de la pratique, d'où les orifices du vannage ont aussi une largeur qui en rend la disposition moins favorable, par la grandeur de l'arc qu'ils embrassent sur la circonférence de la roue.

Mais, dans tous les cas, on pourra suivre la même méthode pour le tracé des augets et l'inclinaison à donner au vannage, inclinaison qui se déduit justement de la forme même des augets.

Les augets ayant exactement la même disposition que ceux de la roue décrite précédemment, et représentée pl. 10, l'angle que leur ligne de centre A*c* fait avec le rayon AC de la roue mené du même point A, est réduit à 20 degrés, et pourrait être moindre si le rapport de la largeur de la jante au diamètre de la roue augmentait : soit que cette largeur fût plus faible pour le même rayon. Or, la directrice *a*A du premier orifice, menée par le point A situé à 30 centimètres au-dessous du niveau normal, est perpendiculaire à la ligne A*c* sur laquelle est pris le centre de courbure de l'auget tracé en ce même point A; et les directrices $a'A'$ et a^2A^2 des orifices inférieurs sont des tangentes au cercle *db*, tangent lui-même à la première directrice *a*A; ce qui revient à dire que les augets à leur passage devant ces orifices se trouveront exactement dans la même situation qu'avec le premier; d'où les choses se passeraient identiquement de la même façon quel que soit le nombre d'orifices.

Au surplus, la courbure des augets en tôle ne s'oppose aucunement à ce que l'on emploie, si l'on veut, le même procédé que précédemment pour trouver l'inclinaison des orifices, dans lequel cas la face plane et inclinée des augets en bois serait représentée par la tangente à la courbe : soit la perpendiculaire *a*A menée à la ligne du centre A*c*; seulement, pour retarder le plus possible la sortie de l'eau, ce que l'on doit chercher à faire dans tous les cas, et particulièrement quand le diamètre est faible comparativement à la largeur de la jante, il faudrait, pour ne pas augmenter l'angle que forment les augets avec la circonférence, ramener l'inclinaison générale du vannage vers la position horizontale. Mais comme l'inclinaison qu'il possède actuellement le rend déjà peu facile à diviser d'une manière convenable, on serait conduit, pour éviter une plus mauvaise position, à ouvrir davantage les augets; de là s'ensuivrait encore l'inconvénient d'avancer le point de déversement de la roue.

On en peut conclure, en résumé, que la dernière méthode, suivant le tracé fig. 40, convient bien pour atteindre le but proposé, surtout avec les augets à sur faces courbes, contre lesquelles les rejaillissements sont moins sensibles que sur les surfaces planes avec les augets en bois.

ROUE A AUBES COURBES, MIXTE, MARCHANT EN DÉVERSOIR ET PAR PRESSION A VOLONTÉ

CONSTRUITE EN FER ET EN FONTE

Par MM. WADDINGTON frères

(FIG. 1 A 12, PL. 13)

Après les roues à augets qui reçoivent l'eau au-dessous de leur sommet, il en est dans lesquelles l'eau est admise presque à la hauteur du centre. Celle dont nous allons parler pourrait même passer pour une roue en déversoir, puisqu'elle reçoit l'eau, même au-dessous de son centre, si la forme de ses aubes, extrêmement courbes, ne la faisait pas pour ainsi dire rentrer dans la famille des roues à augets. Et puis son vannage est disposé pour marcher aussi bien par pression qu'en déversoir, ce qui a été un motif suffisant pour la considérer aussi comme *mixte*, plutôt que de la ranger dans les roues marchant simplement en déversoir.

La roue représentée pl. 13 est très-remarquable aussi par sa construction, qui se distingue d'abord par l'absence de l'arbre ordinaire, remplacé ici par des arcs en fonte, qui remplissent, par rapport à la couronne, le rôle des fermes en métal pour les ponts.

Elle est, du reste, entièrement en métal. Sa composition et son établissement sont dus à MM. Waddington frères, manufacturiers à Saint-Remy (Eure), qui en avaient présenté un modèle à l'Exposition universelle à Paris, en 1855.

La fig. 1 de la pl. 13 est une section verticale de la roue, perpendiculairement à son axe de mouvement.

La fig. 2 en est une section longitudinale, avec une partie en vue extérieure laissant voir une portion du mécanisme de la vanne.

Les figures suivantes sont des détails des assemblages principaux.

Construction de la roue. — La couronne se compose de 56 aubes A, en tôle, cintrées de façon à présenter un arc de 90° environ. Elles sont rivées des deux bouts avec deux joues annulaires en fonte B. Comme la roue est très-large les aubes sont soutenues en sept points de leur longueur par des couronnes B' qui sont découpées suivant des coyaux courbes comme les aubes.

Les fig. 3 et 5 représentent un détail de l'assemblage des aubes avec l'une des deux joues extérieures B. On peut y voir que cet assemblage a lieu simplement par des cornières en fer rivées à la fois sur l'aube et sur la joue en fonte.

La disposition des couronnes intermédiaires est représentée par le détail fig. 5. Le raccord avec les aubes s'y fait de la même manière; un cercle en fer méplat *a* relie entre eux les coyaux qui n'auraient pas sans cela toute la solidité requise.

Quant à la forme des aubes, à part la capacité qui résulte de leur courbure, on remarque encore cet avantage qu'à leur sortie de l'eau en aval, leur élément inférieur étant à peu près vertical, elles ne relèvent pas d'eau et ne produisent pas de rejaillissement.

La particularité distinctive du mode de construction adopté ici, c'est la liaison de la couronne avec deux tourillons isolés C, par lesquels le moteur repose sur les paliers D, au lieu de l'emploi d'un arbre ordinaire.

Ces tourillons sont fondus chacun avec seize nervures ou amorces *b* auxquelles viennent se boulonner huit fermes en fonte E qui, reliant les deux tourillons entre eux, figurent des bras boulonnés avec les joues extérieures B et soutiennent la couronne dans toute son étendue.

Les fermes sont d'une seule pièce de fonte chacune, qui forme comme un panneau découpé à jour et bordé de nervures sur les champs. Elles sont très-étroites en leur milieu et réduites à un cintre de 13 à 14 centimètres de largeur environ. Mais elles se soutiennent réciproquement par huit tirants en fer F qui, boulonnés en *c* sur chaque ferme, vont se réunir sur une bride en fonte circulaire et commune G (représentée en détail fig. 11 et 12). Ces tringles F sont filetées à leurs deux extrémités et y reçoivent deux écrous à l'aide desquels on obtient une raideur convenable dans tout l'ensemble du montage.

Outre cela les deux extrémités de la roue sont reliées par huit tirants en fer *j* qui viennent se boulonner dans la couronne de fonte C fondue de la même pièce que les tourillons.

Vannage et coursier. — La roue est emboîtée, comme celles ordinaires à aubes planes, dans un coursier circulaire en maçonnerie, mais ne s'y trouve pas ajustée sur les côtés, attendu qu'elle possède les joues B qui rendent évidemment cet ajustement inutile.

L'arête supérieure du coursier est aussi formée par le col-de-cygne H, qui, ainsi qu'on l'a vu, est une pièce en fonte scellée par ses extrémités dans la maçonnerie, et fixée en contre-bas par des boulons, soit sur une pièce de bois, soit dans la maçonnerie même, si l'épaisseur en cette partie est suffisante pour se passer d'une charpente.

Mais ici, on a ménagé au-dessus du col-de-cygne trois orifices formés par des cloisons minces *d*. La vanne I, qui glisse contre le revers du col-de-cygne, permet ainsi, en l'abaissant plus ou moins, de marcher à volonté en déversoir ou par orifices chargés, suivant la hauteur du niveau d'amont, le volume disponible ou la vitesse à donner à la roue.

Cette vanne, en fonte mince nervée, est ajustée dans un bâti en fonte J qui se distingue principalement par cinq consoles en trapèze J' auxquelles le col-de-cygne doit être intimement relié.

La vanne est soulevée en trois points de sa longueur par les crémaillères *e* dont la commande est identique à ce que nous avons vu précédemment, c'est-à-dire composée d'un arbre horizontal K portant les pignons *f*, les crémaillères maintenues entre les pignons et des galets *g*.

Les constructeurs ont disposé cette vanne pour être mise en rapport avec un régulateur d'une composition tout à fait particulière, mais qui n'a pu être indiqué ici, et qui, n'entrant pas du reste dans la nature même dn moteur hydraulique, ne serait que d'un intérêt secondaire dans cet ouvrage. Bornons-nous à faire remarquer que, dans ce but, les crémaillères sont munies à leur extrémité supérieure d'un anneau auquel s'accroche la corde d'un contre-poids qui sert à équilibrer celui de la vanne et de son équipage.

Transmission du mouvement. — Avec ces moteurs, où nous avons pu voir que la vitesse est relativement faible et l'effort considérable, on cherche autant que possible à agrandir l'engrenage premier-moteur afin de ne pas avoir une denture hors des proportions pratiques. C'est un point déjà démontré précédemment.

Dans cette roue le premier engrenage est encore une couronne dentée L, composée de plusieurs parties, et fixée au milieu même de la joue en fonte correspondant à l'aubage. L'assemblage est fait de façon à obtenir une très-grande solidité, et sans avoir à compter directement sur la résistance des boulons dont l'action est simplement longitudinale.

Les fig. 6 à 8 sont un détail de cet assemblage.

Un bossage en fonte est réservé sur la couronne B à chaque point de raccord des portions de couronnes entre elles, où se fait en même temps la réunion avec la couronne de la roue hydraulique. Des talons s'y trouvent réservés pour recevoir les boulons *h* et encloisonner les pattes de la couronne dentée. A part cela les portions de couronnes sont reliées par un autre boulon *i* traversant les nervures qui en garnissent les bouts.

Rien n'est donc plus rationnel que ce mode d'assemblage en raison de la direction des énormes efforts qui s'exercent en ce point, efforts dont nous donnons plus loin l'estimation.

Avec cette première couronne dentée engrène une roue M dont l'axe en porte une seconde plus grande N, laquelle commande une troisième roue O d'un diamètre plus faible que les précédentes. Cette dernière est montée sur l'arbre qui commande directement à l'intérieur de l'usine.

Conditions de marche. — Les auteurs de ce moteur l'ont établi pour marcher normalement sous une chute de 1m900, et avec une lame d'eau dépensée en déversoir sous 30 centimètres d'épaisseur. La vitesse à la circonférence de la roue est de 1m300 à 1m500 par seconde.

Il est facile d'estimer, d'après cela, le travail théorique dont le moteur est appelé à utiliser une certaine partie.

La table (48) des dépenses en déversoir indique que la dépense, par mètre de largeur avec 30 centimètres d'épaisseur de lame, est égale à 280 litres par 1″, quand la contraction a lieu sur les trois côtés de l'orifice, et 306 lorsque cette contraction n'a lieu que sur un côté seulement. Comme cet orifice est coupé en plusieurs points par les supports *J'*, il convient de calculer la dépense totale en cherchant celle qui correspond à chaque intervalle et de multiplier leur somme par la valeur 280 lit. par mètre. La raison en est d'abord que la largeur totale est réduite

des épaisseurs de ces supports; et puis, la contraction qui résulte de leur présence influe encore pour diminuer le chiffre de la dépense d'eau.

En opérant de cette façon on a les résultats suivants :

Largeur totale de la roue ou du vannage..............	8m000
Épaisseur approximative de chaque support J'..........	0m050

D'où l'un des intervalles égale :

$$\frac{8^{m}000 - (0,050 \times 3)}{4} = 1^{m}960$$

Et dépense totale égale :

$$280 \text{ lit.} \times 1^{m}960 \times 4 = 2195 \text{ litres par } 1'',$$

soit environ 2200 litres en nombre rond.

Le travail théorique devient, par conséquent :

$$2200 \times 1^{m}900 = 4170 \text{ kilogrammètres,}$$

soit en chevaux,

$$\frac{4170}{75} = 55,6 \text{ chevaux.}$$

Il est vrai de dire que la roue est construite pour marcher en dépensant un plus grand volume d'eau lorsqu'il se présente. Elle a marché, du reste, avec une lame d'eau de 35 centimètres d'épaisseur, ce qui augmente les résultats ci-dessus de 35 p. 0/0 environ.

Effort sur la denture de la première couronne. — Pour appeler encore une fois l'attention sur le fait de la grande pression supportée par la denture de la couronne L, il est bon de répéter ici l'opération que l'on a déjà vue plusieurs fois.

Le rayon de la denture étant de 3,050, comparée à la roue dont le rayon extérieur égale 3,50, la circonférence peut être considérée comme étant à peu près située au point où agit l'effort moyen que le poids de l'eau exerce sur la couronne des aubes.

Par conséquent, on a pour cet effort :

$$\frac{4170}{1,400} = 2978 \text{ kilogrammes,}$$

1m400 étant la vitesse moyenne à la circonférence de la roue.

Cet effort est donc très-considérable, et la denture est aussi extrêmement forte.

L'épaisseur des dents égale................	45 mill.
La largeur » »	300

Vitesse. — D'après la vitesse moyenne de la circonférence, que nous avons dit être de 1m400, la vitesse de rotation qui en résulte est égale à :

$$\frac{1,400 \times 60}{7^m \times 3,1416} = 3^t8,$$

d'où l'arbre intermédiaire et celui de transmission directe ont les vitesses suivantes :

$$\text{Premier arbre : } 3^t8 \times \frac{305}{65} = 17^t82$$

$$\text{Deuxième arbre : } 3^t8 \times \frac{305 \times 270}{65 \times 125} = 38^t54$$

Mérite de ce système de roue. — On ne peut que donner des éloges au mode adopté pour la construction de ce moteur, qui se distingue surtout par la suppression de l'axe dont le poids, ordinairement considérable, ajoute notablement au travail absorbé par le frottement des tourillons, et dans le cas présent la grande largeur de la roue a été la cause déterminante pour supprimer l'arbre. C'est aussi, du reste, cette suppression qui a motivé les dispositions qui ont dû être imaginées pour remplacer les croisillons ordinaires.

Quant au système d'aubage et celui de l'admission de l'eau, on peut en attendre, comme rendement, les effets produits par les bonnes roues de côté.

Cependant il faudrait bien se garder d'appliquer ce système quand il s'agit d'un cours d'eau extrêmement variable, et variable avec de grandes différences, dans lequel cas les roues de côté à aubes très-prolongées peuvent seules être d'un bon service, bien entendu dans les conditions de chute où ces moteurs peuvent s'appliquer.

FIN DU CHAPITRE CINQUIÈME

CHAPITRE VI

DIMENSIONS DES TOURILLONS, DES ARBRES ET DES BRAS DES ROUES HYDRAULIQUES

Quoique nous ne nous soyons pas proposé de donner les règles à suivre pour déterminer les dimensions de la plupart des pièces qui composent un moteur hydraulique, ce qui entrerait plus spécialement dans un traité sur la résistance des matériaux, nous pensons qu'il est indispensable de faire connaître les moyens propres à la détermination des arbres et de leurs tourillons, qui en sont les organes essentiels. On ne peut, en effet, se contenter d'en faire une simple évaluation, ainsi que le font, à l'égard des autres parties, les personnes qui sont habituées à la construction.

Le diamètre qu'il convient de donner aux tourillons de l'arbre d'une roue hydraulique est une dimension très-importante à déterminer, car s'ils sont trop faibles ils sont susceptibles de se rompre et peuvent s'échauffer rapidement, dans tous les cas.

Si, au contraire, le diamètre est plus fort qu'il n'est nécessaire, le travail absorbé par le frottement augmente en pure perte pour l'effet utilisé.

Il importe donc de savoir proportionner les dimensions de cet organe de manière à présenter toute la sécurité désirable pour un bon service, et en même temps pour ne pas créer une résistance inutile.

Du reste, il est possible de faire ce genre d'évaluation au moyen de règles qui sont assez simples pour être accueillies généralement par les praticiens. Elles permettent encore de dresser des tables à l'aide desquelles on peut alors éviter les calculs et faire rapidement des comparaisons.

Les axes des moteurs hydrauliques, considérés par rapport à leur corps même et à leurs tourillons, sont susceptibles d'avoir plusieurs genres de résistances, que l'on peut énumérer ainsi :

1° Les tourillons soumis à un effort de pression simple, lorsque les paliers qui supportent l'arbre sont situés entièrement en dehors de tout organe de transmission ;

2° Le corps de l'arbre soumis à un effort de torsion, lorsqu'il transmet, par l'une de ses extrémités, la puissance motrice de la roue ;

3° Le corps de l'arbre soumis seulement à un poids qui tend à le faire fléchir, lorsqu'il ne transmet pas la puissance du moteur ;

4° L'arbre soumis à la fois à la flexion et à la torsion, lorsqu'il porte un engrenage de transmission, et que sa longueur atteint certaines limites.

Après avoir examiné ces divers cas, nous donnerons un aperçu du calcul servant à déterminer les proportions des bras qui sont, après l'arbre, les organes qu'il est le plus nécessaire de bien proportionner.

DIAMÈTRE DES TOURILLONS.

La méthode suivante, pour calculer le diamètre des tourillons des roues hydrauliques soumis à une pression simple, est empruntée aux recherches des ingénieurs anglais Buchanan et Tredgold, sur les dimensions que doivent avoir les arbres en fer et en fonte soumis à de fortes charges. A part la formule à l'aide de laquelle on peut opérer directement, nous donnons une table qui présente des diamètres calculés par un grand nombre de cas.

Règle de Buchanan. — La formule donnée par M. Buchanan est relative à la détermination du diamètre des tourillons en fonte.

Cette formule s'écrit ainsi :

$$d = \sqrt[3]{P}$$

où d représente le diamètre des tourillons en pouces anglais;
P la charge totale en quintaux anglais.

Cette règle revient à dire que :

Pour un arbre en fonte dont on suppose les tourillons également chargés, la racine cubique de la charge, en quintaux, est égale au diamètre des tourillons exprimé en pouces.

En traduisant cette formule en mesures métriques, nous en avons aussi diminué légèrement le coefficient, de façon à obtenir des valeurs un peu plus faibles que celles qu'on trouverait avec la formule originale, attendu qu'il a été reconnu, depuis, qu'elle donnait des résultats un peu supérieurs à ce qui est réellement nécessaire en pratique.

Voici cette formule ainsi modifiée :

$$d = 3\sqrt[3]{Q},$$

dans laquelle

d représente le diamètre cherché en centimètres;
Q » la charge totale en quintaux métriques.

Ce qui revient à la règle pratique suivante :

Extraire la racine cubique de la charge totale exprimée en quintaux métriques, et multiplier cette racine par 3;

Le produit est égal au diamètre cherché, en centimètres.

Exemple. — Quel est le diamètre à donner aux tourillons en fonte de l'arbre d'une roue hydraulique dont la charge est de 16000 kilog. ou 160 quintaux ?

On a

$$d = 3\sqrt[3]{160} = 16^c30$$

La formule est disposée de façon à prendre la charge totale pour calculer chaque tourillon de la même roue comme s'il supportait à lui seul tout le poids. Cela revient simplement à attribuer une résistance au métal moindre que celle qu'il possède réellement et remplace un coefficient d'expérience qui, dans le calcul de la résistance des matériaux, donne aux pièces des dimensions supérieures à celles qui ne feraient qu'équilibre aux efforts qu'elles ont à supporter.

Cette formule étant relative aux tourillons en fonte, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus, on peut néanmoins trouver le diamètre des tourillons en fer forgé, en multipliant chaque valeur trouvée, à l'aide de la formule, par 0,863, par ce fait que Buchanan établit le rapport 9 à 14 entre les efforts que sont capables de supporter les tourillons en fonte et en fer de même dimension.

Exemple. — Quel serait, dans le cas précédent, le diamètre des tourillons en fer? On trouverait

$$d = 16^c3 \times 0,863 = 14^c1$$

Tredgold a trouvé que le rapport entre la résistance de la fonte et celle du fer était à peu près 10 à 13, de façon que pour s'y conformer il faudrait multiplier les valeurs trouvées, à l'aide de la formule, par 0,916 au lieu de 0,863, pour avoir les diamètres des tourillons en fer, qui deviendraient alors plus forts que dans le premier cas.

Mais nous considérons le premier rapport comme bien suffisant, surtout en remarquant que depuis l'époque où l'ingénieur anglais a fait ses expériences, les matières premières ont plutôt éprouvé une amélioration dans leur fabrication qu'autrement, et qu'elles doivent résister mieux aux efforts qu'on leur fait supporter; la différence entre les deux rapports n'est d'ailleurs que peu sensible.

En résumé, nous avons calculé, d'après la formule et le rapport de Buchanan, la table suivante, qui donne les diamètres en millimètres des tourillons en fonte et en fer, pour des charges variant de 1 jusqu'à 2000 quintaux métriques : soit 100 à 200,000 kilogrammes; et à cet effet la formule a encore été transformée en vue de ces dernières unités.

Elle a pour deuxième expression :

$$d^{\text{mill.}} = \sqrt[3]{270\,\mathrm{K}},$$

pour les tourillons en fonte ; et pour les tourillons en fer, en adoptant le coefficient de Buchanan, la formule devient :

$$d^{\text{mill.}} = 0,863\left(\sqrt[3]{270\ \mathrm{K}}\right)$$

Dans chacune d'elles,

d représente le diamètre cherché, en millimètres ;

K » la charge donnée, en kilogrammes.

TABLE

RELATIVE AUX DIAMÈTRES A DONNER AUX TOURILLONS EN FONTE OU EN FER, DES ARBRES DE ROUES HYDRAULIQUES, LORSQU'ILS SONT SOUMIS PARTICULIÈREMENT A DES EFFORTS DE PRESSION.

CHARGES sur les tourillons.	DIAMÈTRES des tourillons		CHARGES sur les tourillons.	DIAMÈTRES des tourillons		CHARGES sur les tourillons.	DIAMÈTRES des tourillons	
	en fonte.	en fer.		en fonte.	en fer.		en fonte.	en fer.
kilog.	millim.	millim.	kilog.	millim.	millim.	kilog.	millim.	millim.
100	30	26	3500	98	85	20000	192	166
150	34	29	4000	103	89	25000	196	169
200	37	32	4500	107	92	30000	204	173
250	40	35	5000	111	95	35000	211	182
300	43	37	6000	116	102	40000	221	191
350	45	39	7000	121	107	45000	230	198
400	48	41	8000	130	112	50000	238	205
450	49	42	9000	135	116	55000	246	212
500	51	44	10000	140	121	60000	253	218
600	55	47	11000	144	124	65000	260	224
700	57	49	12000	148	128	70000	266	230
800	60	52	13000	152	131	75000	273	236
900	62	53	14000	156	135	80000	279	241
1000	65	56	15000	160	138	85000	284	245
1200	68	59	16000	163	141	90000	290	250
1400	72	62	17000	166	143	95000	295	255
1600	76	65	18000	169	146	100000	300	259
1800	79	68	19000	173	149	125000	323	278
2000	81	70	20000	176	152	150000	342	295
2500	88	76	22000	181	156	175000	362	312
3000	93	80	24000	186	164	200000	378	326

Usage de la table précédente. — La composition de cette table est assez simple pour qu'il puisse être superflu de citer un exemple de son emploi. Nous le ferons cependant, quand ce ne serait que pour établir une comparaison avec les roues décrites précédemment.

Premier exemple. — Quel doit être le diamètre des tourillons d'une roue dont le poids total, y compris la charge d'eau, est égal à 20000 kilogrammes?

La table indique en regard de cette valeur, prise dans la colonne des charges, 176 millimètres pour la fonte, et 152 pour le fer.

Deuxième exemple. — Si la charge donnée égalait une valeur comprise entre deux nombres inscrits dans la table, on pourrait néanmoins trouver facilement le diamètre cherché en établissant une moyenne entre les valeurs voisines, qui ne diffèrent jamais que d'une faible quantité.

Ainsi, pour 25000 kilog. qui n'est pas inscrit dans la table on aurait à prendre, pour des tourillons en fonte, 186 et 192 qui correspondent aux charges 24000 et 26000 kilog. La différence n'étant que de 6 millimètres, l'estimation est simple, et le diamètre cherché doit être égal à 190 millimètres environ.

Pour des tourillons en fer, le diamètre cherché serait compris entre les nombres 161 et 166, que donne la table, et égal au plus à 165 millimètres.

Plus les charges deviennent considérables, moins les différences entre les diamètres successifs sont grandes. On peut s'en convaincre en remarquant que les deux dernières valeurs successives de la table sont 100000 et 200000 kilog., et les diamètres correspondants sont 300 et 378 pour la fonte, et 259 et 326 pour le fer.

Par conséquent, ce ne sont que des différences de 78 et 33 millimètres pour toutes les valeurs que l'on pourrait insérer entre 100000 et 200000. Il a semblé suffisant, en effet, d'en intercaler trois, variant de l'une à l'autre de 25000 kilog. pour lesquelles les diamètres diffèrent de moins de 20 millim. en moyenne.

Il pourrait arriver que l'on demandât, au contraire, quelle charge doivent supporter les tourillons d'une roue donnée pour rester dans les limites indiquées par le calcul : on aurait alors à faire l'opération inverse. Ainsi il est évident qu'il suffirait de chercher dans la table la valeur qui se rapproche le plus du diamètre donné et prendre en regard la charge correspondante.

Exemple. — Quelle est la charge qu'il convient de faire supporter à des tourillons en fer de 150 millimètres de diamètre?

Les valeurs les plus approchées prises dans la table sont 149 et 152 qui correspondent aux charges 19000 et 20000 kilogrammes, entre lesquelles devra être maintenue celle cherchée.

Quant à la formule elle aurait, pour le cas présent, s'il s'agit de tourillons en fonte, la disposition suivante :

$$K = \frac{d^3}{270}$$

S'il s'agit au contraire de tourillons en fer, ainsi que dans l'exemple proposé, la formule devient

$$K = \frac{d^3}{270 \times (0{,}863)^3}$$

En effectuant directement le calcul pour cet exemple, on trouve :

$$K = \frac{3375000}{270 \times (0{,}863)^3} = 19448 \text{ kilog.},$$

valeur qui, comme il a été trouvé ci-dessus, est comprise entre 19 et 20000 kilog.

Tracé graphique. — Les mêmes opérations peuvent être faites au moyen du tableau graphique suivant, ausssi bien qu'à l'aide des formules et de la table précédente, et de plus avec cet avantage que le tracé ne comporte pas les lacunes de la table numérique, qui ne peut être formée que sur une série d'exemples.

Ce tableau a pour base de sa formation deux échelles :

L'une AB, verticale, correspondant à des charges en kilogrammes;

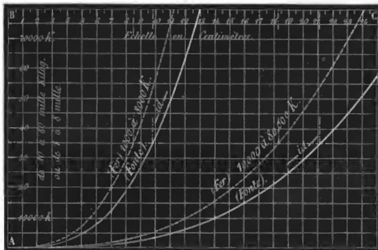
Et l'autre horizontale BC, qui est métrique, et représente les diamètres des tourillons;

Quatre courbes partant du point A sont relatives aux tourillons en fonte et en fer;

Les deux premières, du plus faible développement, correspondent à l'échelle AB prise de 0 à 8000 kilog;

Les deux autres correspondent à la même échelle multipliée par 10, c'est-à-dire représentant des charges de 0 à 80000 kilog.

Fig. 41.



L'usage de ce tableau est excessivement facile. S'il s'agit, par exemple, de déterminer le diamètre des tourillons en fer d'une roue dont le poids est de 3500 kilog., on cherche l'intersection de l'horizontale passant par ce chiffre pris sur l'échelle AB, avec la première courbe, et de ce point on suit la verticale jusqu'à l'échelle supérieure, où elle donne directement la valeur demandée :

soit ici 85 millimètres.

Si les tourillons devaient être de fonte on suivrait la même horizontale jusqu'à la deuxième courbe, ce qui donnerait 98 millimètres.

Mais en suivant toujours la même horizontale jusqu'aux deux autres courbes on trouve encore les diamètres 182 et 211 pour les tourillons en fer et en fonte, correspondants à une charge décuple, ou 35000 kilogrammes.

En résumé, on voit que chaque observation d'une même horizontale quelconque rencontrant les quatre courbes, donne toujours quatre résultats simultanément. Quant à leur exactitude il suffit de comparer les résultats avec la table numérique, ou de faire le calcul, pour être convaincu qu'elle est parfaite.

Il est presque inutile d'ajouter que l'opération inverse, dont nous avons parlé ci-dessus, se fait avec la même facilité, et qu'il suffit, pour savoir à quelle charge correspond un diamètre donné, de suivre la verticale à partir du point qui le désigne sur l'échelle BC, jusqu'à l'une des courbes, suivant l'espèce de métal, fonte ou fer, et de reconnaître à quelle horizontale l'intersection appartient, ce qui se fait en suivant cette horizontale jusqu'à l'échelle AB.

PORTÉE DES TOURILLONS.

En déterminant le diamètre d'un tourillon sans se préoccuper de sa longueur, on est d'avance convenu du rapport que l'on doit établir entre cette longueur, ou portée, et le diamètre.

La moindre dimension que doit avoir cette portée est d'être égale au diamètre; elle est généralement 1,2 à 1,5 de cette valeur, et on peut aller jusqu'au double sans inconvénient.

Pour reconnaître l'avantage qui existe de donner au tourillon une grande portée, au moins dans les limites ci-dessus, il suffit de remarquer que le frottement, comme pression et travail absorbé, n'augmente pas avec cette longueur, et que les modifications qui peuvent se produire par le frottement tiennent uniquement à une augmentation du diamètre, avec laquelle augmente proportionnellement le travail consommé par le frottement.

Par conséquent, en donnant au tourillon une grande portée, on n'augmente pas les résistances passives et on diminue l'usure, puisque la surface qui supporte la pression est plus grande.

CALCUL DU DIAMÈTRE DES ARBRES D'APRÈS LA RÉSISTANCE A LA TORSION.

Lorsqu'une roue hydraulique transmet sa puissance par sa circonférence même, son arbre n'éprouve d'effort que celui qui pourrait résulter d'une légère torsion de la part de la couronne, et qui lui serait communiquée par la flexion des bras; ses dimensions, en ce cas, n'ont guère à répondre qu'à la charge qu'il porte et qui tend à le faire fléchir. Par la même raison ses tourillons, sur lesquels se reporte la

totalité du poids, doivent avoir un diamètre déterminé d'après cette considération; nous avons montré ce qu'il y avait à faire en cette circonstance.

Mais le plus souvent l'arbre est muni d'un engrenage qui transmet à lui seul cette puissance; et comme il ne peut occuper que l'une des extrémités de l'axe, celui-ci éprouve un effort de torsion, effort toujours considérable, par le peu de vitesse du moteur, ainsi qu'on a pu le voir. Les tourillons n'en portant pas moins la charge, sont encore, dans ce dernier cas, soumis aux mêmes règles que ci-dessus. Mais il faut distinguer de plus un cas particulier, que l'on rencontre moins souvent, il est vrai, celui où l'engrenage est situé après le tourillon, d'où ce dernier subit la torsion et doit avoir un diamètre calculé en conséquence. Il est évident, du reste, que ceci ne peut avoir lieu qu'avec les arbres en fonte ou en fer; les roues accouplées décrites précédemment, page 178, en sont un exemple.

Nous allons donc essayer d'indiquer les règles qui ont été proposées pour calculer les arbres soumis à la torsion, sous la réserve d'une certaine incertitude qui règne encore sur ce genre d'opération, surtout dans le choix du coefficient qu'il est convenable d'adopter suivant la nature des machines que le moteur est destiné à mettre en mouvement.

PREMIÈRE RÈGLE.

La loi qui ressort avec le plus d'évidence des expériences précises faites à ce sujet, c'est que la résistance des axes à sections circulaires est proportionnelle aux cubes de leurs diamètres, et indépendante de leur longueur, en admettant que le rapport entre ces diamètres et l'effort est tel que l'angle de torsion soit faible et presque nul, de façon à pouvoir être négligé.

Cette loi, combinée avec la direction des efforts dans le mouvement de torsion et la résistance de cohésion de la matière employée pour l'arbre, a fourni la première règle suivante (1) pour les arbres ronds pleins :

$$d = \sqrt[3]{\frac{PR}{K}}$$

dans laquelle,

d représente le diamètre de l'arbre en mètres;
P » l'effort qui produit la torsion, en kilogrammes;
R » la distance à laquelle cet effort agit, ou le rayon du bras de levier;
K » le coefficient numérique variable avec l'espèce de matière et égal :

Pour la fonte, à......................	131450
» le fer forgé.....................	392940
» le bois de chêne.	26177

(1) Résistance des matériaux, par M. Morin.

Cette règle, traduite en langage ordinaire, revient à :

Multiplier l'effort, en kilogrammes, qui agit pour produire la torsion, par la longueur, en mètres, du levier à l'extrémité duquel cette action s'exerce;

Diviser le produit par le coefficient ad hoc;

La racine cubique du quotient est égale au diamètre cherché, exprimé en mètres.

PREMIER EXEMPLE. — Quel doit être le diamètre minimum de l'arbre en fonte d'une roue hydraulique dans les conditions suivantes :

Hauteur de la chute....................	2 mètres.
Dépense d'eau par 1″..................	800 litres.
Rayon de la roue......................	2^m50
Vitesse à la circonférence...............	1^m00

On a, d'après cela, pour les valeurs de P et de R :

$$P = \frac{800 \times 2,50}{1^m00} = 2000 \text{ kilog.}$$

R, ou rayon de la roue, égale........... 2^m50

D'où,

$$d = \sqrt[3]{\frac{2000 \times 2^m50}{131450}} = 0^m336$$

DEUXIÈME EXEMPLE. — Si, dans les mêmes conditions, l'arbre devait être en fer forgé, on trouverait :

$$d = \sqrt[3]{\frac{2000 \times 2,50}{392940}} = 0^m234$$

TROISIÈME EXEMPLE. — Enfin, s'il devait être en bois de chêne, on aurait :

$$d = \sqrt[3]{\frac{2000 \times 2,50}{26177}} = 0,576$$

Dans ce dernier cas, l'arbre étant ordinairement polygonal, la dimension trouvée en serait le diamètre inscrit, quel que soit le nombre des côtés.

Il est bon de remarquer encore que, de même que pour les dimensions de la denture des engrenages de transmission, on se sert ici de la puissance théorique du moteur au lieu de prendre son effet utile qui est véritablement celui transmis par son axe. Mais de même aussi, il vaut mieux être en dessus qu'en dessous du véritable effort, lequel est susceptible de varier, et peut s'élever accidentellement au-dessus de sa valeur normale.

DEUXIÈME RÈGLE.

Pour l'emploi de la règle précédente, on cherche directement l'effort exercé, évalué en kilogrammes, et la distance à laquelle il a lieu du centre de rotation de l'axe.

Il en existe une deuxième avec laquelle on considère la quantité de travail évalué en kilogrammètres que l'axe transmet pendant une minute, évaluation dans laquelle n'entre pas directement la dimension du moteur.

Cette dernière est représentée par la formule suivante :

$$d = \sqrt[3]{k \frac{A}{n}}$$

dans laquelle,

d représente le diamètre cherché en centimètres;
A » le travail transmis en une minute, en kilogrammètres;
n » le nombre de révolutions de l'arbre par minute;
k » un coefficient numérique, variable et égal :

Pour la fonte, à	1,6
» le fer, en moyenne, à	0,405
» le bois de chêne, à	20

Cette dernière méthode peut donc s'énoncer de la manière suivante :

Multiplier le travail du moteur en une seconde par 60, et par le coefficient k, dans sa valeur correspondant à la nature de la matière employée; et diviser le produit par le nombre de tours effectué dans une minute, par l'axe qui transmet le travail;

La racine cubique du quotient est égale au diamètre cherché, en centimètres.

Exemple. — Quel doit être le diamètre de l'arbre en fonte d'une roue hydraulique dans les conditions suivantes :

Hauteur de la chute	2m00
Dépense d'eau par 1″.	1000 litres.
Nombre de tours par 1′	5

On trouve :

$$d = \sqrt[3]{1,6 \frac{1000^{lit.} \times 2^{m} \times 60}{5}} = 33^{c}7$$

Or, ayant choisi le même exemple que précédemment, nous trouvons aussi un résultat sensiblement égal.

Maintenant, hâtons-nous d'ajouter que l'on rencontre en pratique de grandes dissemblances avec les résultats que ces deux règles peuvent fournir, et que cela tient surtout aux différences qui existent naturellement entre les divers usages auxquels les moteurs sont destinés.

Ainsi, pour les moteurs hydrauliques qui commandent des laminoirs à fer, des

martinets ou autres machines soumises à des chocs violents, il est certain que la valeur du coefficient k dans les formules ci-dessus est insuffisante. On a trouvé dans une circonstance semblable un moteur dans lequel cette valeur dépassait 100 au lieu de 20, pour un arbre en bois, et elle est souvent de 50 en moyenne.

Pour la fonte et le fer, la valeur de k atteint dans le même cas 6 et 3,85, au lieu de 1,6 et 0,405.

TROISIÈME RÈGLE.

Dans la *Publication industrielle*, et dans un autre ouvrage, nous avons donné, d'après Buchanan, une formule qui permet encore de déterminer le diamètre des arbres premiers moteurs soumis aux efforts de torsion.

Voici en quoi consiste cette formule :

$$d^3 = \frac{F}{N} \times K$$

dans laquelle,

d représente le diamètre cherché, exprimé en centimètres ;
F » la force transmise par 1″, exprimée en chevaux ;
N » le nombre de tours de l'axe par 1′ ;
K » un coefficient variable et égal :

Pour la fonte, à........................ 6859
» le fer, à.......................... 4096

Ce qui revient à :

Diviser le produit de la force en chevaux par le coefficient, par le nombre de révolutions de l'axe par minute;

La racine cubique du quotient est égale au diamètre cherché, en centimètres.

Pour la fonte et le fer cette formule donne des résultats tout à fait comparables à ceux que l'on trouve à l'aide des précédentes. A l'égard du bois, nous n'avions pas donné de coefficient. Mais si l'on se rapporte à quelques roues, établies dans les circonstances ordinaires, on trouve que ce coefficient peut être moyennement égal à 60000, pour les arbres qui transmettent sans chocs des efforts ne dépassant pas 10 chevaux ; et à 30000 pour les efforts supérieurs, mais toujours sans chocs. En adoptant cette dernière relation on obtient des résultats analogues à ceux de la première règle, mais inférieurs à ceux de la deuxième.

La seule raison que l'on puisse se donner sur les différences résultant des trois formules employées, c'est qu'en pratique on s'est généralement peu préoccupé de la théorie rigoureuse de la question, surtout dans l'emploi des arbres en bois, lesquels ont réellement des résistances bien variables pour une même essence, suivant la nature propre de la pièce employée.

Nous ne pouvons mieux faire, dans cette circonstance, que de faire la récapitulation des trois règles, et d'en faire l'application à un seul et même exemple.

RÉCAPITULATION DES TROIS RÈGLES PRÉCÉDENTES.

Problème — Trouver le diamètre de l'arbre d'une roue hydraulique, dans les conditions suivantes :

Hauteur de la chute..................	2^m50
Dépense d'eau par 1″............	1500 lit.
Diamètre de la roue..................	6^m00
Vitesse à la circonférence............	1^m00
Nombre de tours par minute.........	3^t2

Pour la résolution du problème par les règles ci-dessus, il faut obtenir préalablement les valeurs suivantes, dont on a vu la signification et l'usage.

Première règle. $\left\{ \begin{array}{l} P = 3750 \text{ kilog.} \\ R = 3 \text{ mètres.} \end{array} \right.$

Deuxième règle. $\left\{ \begin{array}{l} A = 1500 \times 2^m5 \times 60 = 225000 \\ n = 3{,}2 \text{ révol. par } 1'. \end{array} \right.$

Troisième règle. $\left\{ \begin{array}{l} F = 50 \text{ chevaux théoriques.} \\ N = 3^t2. \end{array} \right.$

RÉSOLUTION DU PROBLÈME PAR LES TROIS RÈGLES.

RÈGLES OU FORMULES.	DIAMÈTRE CHERCHÉ		
	en fonte.	en fer.	en bois.
	mètres.	mètres.	mètres.
1re $\left\{ d = \sqrt[3]{\frac{PR}{K}} \right.$ = ...	0.44	0.30	0.75
2e $\left\{ d = k \sqrt[3]{\frac{A}{n}} \right.$ = ...	0.48	0.30	1.12
3e $\left\{ d = \sqrt[3]{\frac{F}{N} K} \right.$ = ...	0.47	0.40	0.78
Moyennes............	0.46	0.33	0.88

Remarque. — On peut à la rigueur contester la dissemblance que ces formules présentent au premier abord, car elles dérivent évidemment d'une seule et même loi, et si elles diffèrent, cela ne provient absolument, comme nous l'avons dit, que de la valeur du coefficient adopté. On pourrait donc trouver que les produire ainsi toutes trois est une superfétation, puisqu'il serait possible de les remplacer par une seule.

Mais comme elles sont basées chacune sur des données différentes, elles ont leur utilité particulière dans leur application, suivant la façon dont se présentent les données du problème.

En raison même des divergences qui existent dans ces différents coefficients, nous ne croyons pas utile de donner une table de calculs tout faits, exprimant les diamètres d'arbres pour des conditions déterminées d'avance. Mais nous terminerons en citant l'arbre de la roue de Corbeil représentée sur les pl. 2 à 4, comme point de comparaison, attendu que cet arbre a parfaitement résisté aux efforts qu'il avait à transmettre, sans avoir néanmoins des dimensions exagérées.

Rappelons d'abord les dimensions et conditions de ce moteur.

Hauteur de la chute....................		2m475
Dépense par 1″........................		1200 lit.
Rayon de la roue......................		3m25
Puissance théorique en kilogrammètres...	=	2970
» » en chevaux.........	=	39,6
Vitesse à la circonférence..............	=	1m00
Nombre de tours par minute............	=	3
Effort à la circonférence.............. P	=	2970 kilog.

L'arbre était en chêne, de forme octogonale et pris dans un carré de 75 centimètres de côté, dimension que nous considérerons comme étant son diamètre.

D'après ces données il est facile de déterminer la valeur que prendrait le coefficient dans les trois formules précédentes. C'est la recherche que nous avons faite, et dont nous consignons les résultats dans le tableau ci-contre, qui contient, en outre, dans ses deux dernières colonnes, les coefficients originaux et les diamètres qu'on aurait trouvés pour l'arbre en employant ces coefficients.

FORMULES ORDONNÉES par rapport au coefficient.	VALEURS DU COEFFICIENT		DIAMÈTRE de l'arbre calculé avec le coefficient original
	déduites du diamètre donné.	original	
1re $K = \frac{PR}{d^3} =$	22880	26177	0.717
2e $\delta = \frac{d^3 n}{A} =$	7.1	20	1.000
3e $K = \frac{d^3 N}{F} =$	31060	30000	0.734

Cette roue, ainsi qu'on l'a dit, conduisait un moulin demandant beaucoup de régularité, et n'était pas, par conséquent, sujette aux chocs.

RÉSISTANCE DES ARBRES A LA FLEXION.

A part l'effort à la torsion, un arbre de roue hydraulique est sujet à fléchir sous la charge qu'elle supporte; et cet effet devient appréciable surtout si la longueur est considérable, et si la roue comporte plusieurs systèmes de bras; ou encore, si, n'en ayant que deux, les points d'appui en sont suffisamment éloignés.

Évidemment la flexion existe, que l'arbre transmette la puissance du moteur ou non.

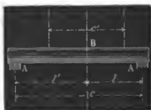
Si donc on croit que la flexion puisse avoir, dans une circonstance donnée, un résultat sensible, on devra calculer l'axe sous le double point de vue de la résistance à la torsion et de celle à la flexion, et lui attribuer la plus forte des deux dimensions trouvées.

Dans la recherche des dimensions d'une pièce, qui repose sur deux points d'appui, telle que l'arbre d'une roue hydraulique, la charge peut agir de différentes façons. Elle peut n'agir qu'en un point de la longueur ou être uniformément répartie; et dans ce dernier cas elle peut s'exercer dans une partie seulement de la longueur totale, toutefois en faisant abstraction du poids propre de la pièce.

Comme c'est à peu près dans cette dernière disposition que la charge se trouve dans les roues hydrauliques, c'est aussi suivant ce cas particulier que nous exposons le calcul relatif à ce genre de recherche.

Appelant :

Fig. 42.



c la distance des points d'appui A, A, d'une pièce cylindrique B, fig. 42, soumise à une charge P;

c' l'étendue suivant laquelle la charge est uniformément répartie;

l et l' les distances des points d'appui au centre de la partie chargée;

d le diamètre à déterminer de la pièce B;

La formule pour déterminer d, dans ces conditions, est, d'après divers auteurs et principalement M. Morin, dans son *Aide-Mémoire de mécanique pratique*,

$$d^3 = \frac{P\,(8\,l\,l' - c\,c')}{8\,c\,K}$$

dans laquelle

K est égal, pour le fer, à................. 368156
» » la fonte, à............... 295000
» » le bois, à................. 29500
d et les autres dimensions sont exprimés en mètres.
P » » » » en kilogr.

Les valeurs des coefficients sont spécialement appropriées aux arbres qui ne doivent fléchir que de quantités très-faibles, tels que ceux des moteurs hydrauliques, des roues d'engrenage, etc.

Exemple. — Appliquons cette règle à la recherche du diamètre de l'axe de la roue de Corbeil, opération faite ci-dessus au point de vue de la torsion.

En examinant les dessins pl. 2 à 4 qui représentent cette roue, on trouve les conditions suivantes :

Distance des points d'appui de l'axe......	$c = 8^m90$
Espace occupé par la charge ou distance des croisillons extrêmes.............	$c' = 5^m90$
Distances du centre de cet espace aux points d'appui....................	$l = 5^m20$ $l' = 3^m70$
Charge, compris le poids de l'eau, et moins celui de l'engrenage...........	P = 17500 k.

D'après cela,

$$d = \sqrt[3]{\frac{17500\left[(8 \times 5^m2 \times 3^m7) - (8^m9 \times 5^m9)\right]}{8 \times 8^m9 \times 29500}} = 0{,}945$$

Les constructeurs ne lui ayant donné que 0,75, cela revenait à prendre K = 50155, valeur qui s'approche beaucoup de celle 58905, donnée par M. Morin dans son *Aide-mémoire*, et applicables aux arbres en bois dans les circonstances générales.

Eu résumé, en donnant ces quelques notions sur la résistance des arbres à la flexion, nous n'avons eu aucunement l'intention de traiter cette question dans tous les développements qu'elle comporte. Si l'on voulait se renseigner complétement à cet égard, nous ne pouvons donner un meilleur conseil que d'avoir recours aux ouvrages spéciaux sur la résistance des matériaux en général.

RÉSISTANCE DES BRAS DES ROUES HYDRAULIQUES.

Les bras d'une roue hydraulique, dont la puissance est transmise par l'arbre, ont nécessairement à résister à l'effort appliqué à la circonférence. Cet effort agit sur chacun d'eux pris séparément et dans une certaine proportion ; ils sont dans la situation de solides encastrés par l'une de leurs extrémités et chargés de l'autre.

La formule par laquelle on détermine la section d'un solide placé dans ces conditions est ainsi établie :

$$a\,b^2 = \frac{6\,P\,L}{R}$$

dans laquelle formule,

a représente la dimension du solide dans le sens perpendiculaire à celui suivant lequel s'exerce l'effort ;

b représente la dimension dans le sens de cet effort;

P » l'effort ou la charge;

L » la longueur du bras de levier, ou distance du point d'encastrement au point où s'exerce l'effort;

R représente le coefficient variable et égal :

Pour le fer, à	6,000,000
» la fonte, à	7,500,000
» le bois, à	600,000

(Les dimensions étant exprimées en mètres et les efforts en kilogrammes.)

EXEMPLE. — Proposons-nous d'appliquer cette formule aux bras de la roue de Corbeil, non pas pour déterminer leurs dimensions, qui sont connues, mais de façon à connaître quelle portion de l'effort total leur est attribuée à chacun, c'est-à-dire la valeur de P, en effectuant le calcul en ce sens.

La longueur de chaque bras, ou	$L = 2,35$
L'épaisseur, ou	$a = 0,11$
La largeur	$b = 0,15$
L'effort total transmis par la roue	$P = 2970$ kil.

Appelant P′ l'effort sur chaque bras, représenté par ses dimensions, on trouve, par la transformation de la formule ci-dessus,

$$P' = \frac{R\,a\,b^2}{6\,L} = \frac{600000 \times 0,11 \times 0,0225}{6 \times 2,35} = 105 \text{ kilog.}$$

Or, la roue comprenant en tout 40 bras, l'effort total, divisé par leur nombre, donne

$$\frac{2970}{40} = 74,25 \text{ kilog.}$$

Par conséquent, les dimensions qui leur ont été données pratiquement sont ce que l'on aurait trouvé par le calcul en leur attribuant à chacun une part égale de l'effort total augmenté d'un tiers environ.

Ordinairement il convient de donner d'abord aux bras une certaine largeur déterminée *à priori*, en rapport avec leur nombre, et la figure de la roue, puis, si l'on doit faire le calcul, chercher l'épaisseur a dans le sens parallèle à l'axe.

FIN DU CHAPITRE SIXIÈME

CHAPITRE VII

DES TURBINES OU ROUES HORIZONTALES

On a remarqué que les divers systèmes de récepteurs hydrauliques que nous avons décrits précédemment sont tous disposés sur des axes horizontaux, et qu'ils reçoivent l'eau sur une faible partie de leur circonférence. Ils sont par cela même volumineux comparativement à la quantité d'eau qu'ils peuvent dépenser, et tournent à des vitesses de rotation relativement faibles. De plus, l'admission ainsi que la sortie de l'eau ont lieu suivant des génératrices parallèles à l'axe. Enfin, la plupart de ces roues fonctionnent presque entièrement hors de l'eau; elles ne peuvent marcher noyées qu'à de faibles profondeurs, et craignent par conséquent les crues et les gelées; de sorte qu'elles sont susceptibles d'éprouver des temps de chômage à certaines époques de l'année, et d'occasionner par suite des interruptions de travail dans les usines où elles sont montées.

Il nous reste à décrire un genre de récepteur qui, en évitant une grande partie des inconvénients reprochés aux roues précédentes, a pris une très-grande place dans les applications des chutes d'eau. Ce sont les roues horizontales ou *turbines à axe vertical*, qui, quoique connues depuis longtemps, ont été peu répandues jusqu'au moment où des ingénieurs capables et persévérants ont apporté à ce système des modifications, des améliorations tellement importantes qu'ils en ont fait de très-bons moteurs.

Les turbines perfectionnées présentent, en effet, dans la pratique, de grands avantages qui ont été déjà appréciés par un grand nombre d'industriels. Ainsi elles peuvent tourner sous l'eau, nonobstant les crues ou les gelées; admettant l'eau le plus souvent par toute la circonférence à la fois et la rejetant de même, elles ont le mérite de pouvoir être notablement réduites de volume. Elles fonctionnent, en outre, à des vitesses proportionnellement très-grandes, ce qui permet de simplifier notablement les transmissions de mouvement. Elles peuvent s'établir sur toute espèce de chute et continuer à marcher malgré les variations de niveau et de dépense d'eau, abstraction faite toutefois de l'effet utile obtenu.

En présence de tant d'avantages, il peut, tout d'abord, paraître étrange que l'on n'emploie pas aujourd'hui ce système de moteur, d'une manière exclusive, préférablement à tous les autres. Mais il est bon d'observer à cet égard que, dans bien des cas, la turbine n'est pas encore arrivée à donner un rendement égal à celui

que l'on réalise avec une bonne roue à augets ou avec une roue de côté bien établie.

Lorsqu'on possède une chute d'eau dans des conditions favorables, que la rivière n'est pas susceptible d'éprouver de grandes variations, et que la hauteur de chute comme le volume d'eau disponible permettent d'établir, soit une roue en déversoir, soit une roue en dessus, on peut la préférer à une turbine, parce qu'on est certain d'obtenir un plus grand effet utile (1).

Il faut convenir d'ailleurs que les turbines ne sont pas encore d'une construction tellement simple, tellement facile, qu'elles puissent être exécutées par le premier mécanicien venu, ou qu'elles puissent même être entretenues, comme on le voit partout pour les roues en bois, par un charpentier ou par un serrurier.

L'emploi de ce genre de moteur est encore relativement trop récent pour être bien connu. Il faut évidemment des années pour qu'il puisse se répandre et se faire généralement adopter. Ce n'est pas qu'il n'en existe déjà un grand nombre, mais l'exécution est due jusqu'ici à des constructeurs intelligents qui en ont fait une étude particulière, et qui ont acquis sur ce point une expérience que n'ont pas la plupart des mécaniciens.

Nous espérons propager la connaissance exacte de ces récepteurs importants, par la publication complète que nous en donnons, et par les détails pratiques des systèmes qui ont produit les meilleurs résultats.

Mais, avant de décrire ces principaux systèmes, il nous a paru utile de rappeler les plus anciens, qui, quoique connus sous des noms différents, n'en doivent pas moins être classés dans les turbines ou roues hydrauliques à axe vertical, et qui d'ailleurs présenteront, nous n'en doutons pas, pour plusieurs de nos lecteurs, un certain intérêt historique.

Telles sont, par exemple, les *roues à cuillers, à cuve*, celles *dites à poire*, les *machines à réaction*, le *levier hydraulique*, etc. Quelques-uns de ces appareils ont été décrits dans le traité intitulé : l'*Architecture hydraulique de Belidor*, qui a paru vers la fin du dernier siècle, et dont le 1er volume a été réédité en 1819, avec des notes fort étendues de M. Navier, sur les principes relatifs à l'étude de ces genres de moteurs.

ANCIENNES ROUES HORIZONTALES

Il existe, depuis des siècles, en diverses contrées, et particulièrement dans le midi de la France, des usines et surtout des moulins à blé, mis en action directement par le moteur hydraulique même, sans aucun intermédiaire de poulies ou d'engrenages. L'axe vertical de la roue se prolonge au-dessus, et porte à son sommet la meule courante. Si ces récepteurs n'ont pas l'avantage de produire un grand

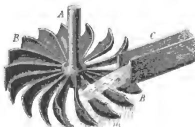
(1) Nous résumons plus loin, dans un dernier chapitre, les avantages et les inconvénients que présente dans la pratique chaque système de moteur hydraulique en montrant les différentes circonstances dans lesquelles il convient de faire l'application de l'un ou de l'autre.

effet utile, ils ont, au moins, le mérite de simplifier considérablement la transmission de mouvement.

Bélidor distingue, dans son ouvrage, deux variétés principales de ces roues qu'il nomme, l'une *roue à cuillers*, et l'autre, *roue à cuve*. Nous en donnons des exemples par les fig. 43 et 44 ci-après.

Roues a cuillers (fig. 43). — Notre vignette représente l'une des roues qui ont été établies dans un moulin à blé à Briançon, où elles actionnaient chacune une paire de meule. Elles se composaient d'un axe vertical A, à la partie inférieure duquel se rattachaient des palettes B, présentant à la circonférence une inclinaison à peu près héliçoïdale. Ces palettes n'étaient pas exactement droites, mais courbes dans la direction des rayons, et courbes également dans le sens de leur largeur avec une certaine inclinaison par rapport à l'axe de rotation, de façon à représenter des espèces de cuillers. Ces palettes étaient, dans bien des cas, complétement isolées à la circonférence, comme le montre la figure suivante; mais elles étaient aussi quelquefois réunies par une couronne.

Fig. 43.



L'eau était amenée par un conduit découvert C, qui la dirigeait contre les palettes, qu'elle choque près de leur extrémité, et avec la vitesse due à la hauteur de la chute. Ce chenal, qui consistait en une sorte de rigole, a été quelquefois remplacé par une *buse pyramidale*, d'où les moulins commandés par de telles roues ont aussi été désignés sous le nom de *moulins à trompe, à cannelle*, etc.

On comprend que sous l'influence du choc la roue prend un mouvement de rotation que son arbre transmet, avec une portion utilisée de la puissance disponible, à la meule fixée directement à l'extrémité supérieure de l'axe A.

Mais il est facile de reconnaître que de telles roues, dans lesquelles l'eau agit exclusivement par chocs, et où une grande partie se perd sans toucher les palettes, ne puissent utiliser qu'une faible partie de la force motrice disponible.

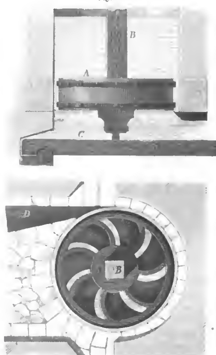
Des expériences faites à Toulouse, en 1822, par MM. Tardy et Piobert, ont, en effet, prouvé que leur rendement ne s'élevait, au maximum, qu'au tiers de la puissance brute de la chute d'eau.

Ces roues ont été très-répandues; on en trouve même des spécimen en Algérie, où les Arabes les ont appliquées à faire mouvoir des moulins. C'est, du reste, la disposition qui a dû se présenter la première à l'idée des praticiens comme étant la plus simple, et atteignant suffisamment son but lorsqu'on ne comptait pas avec la force motrice.

L'emploi de l'eau par son choc a été d'abord si générale que l'on rencontre encore quelques personnes, évidemment peu initiées au progrès de la science, qui ne veulent pas croire que l'on puisse en obtenir un meilleur effet en la faisant agir *sans qu'elle tombe de haut*, ou sans qu'elle agisse sur des roues de grands diamètres.

ROUES A CUVES (fig. 44). — Plus tard, on a substitué aux simples roues à cuillers

Fig. 44.



d'autres roues mieux établies et dont l'aspect extérieur semble annoncer de prime abord nos turbines modernes. On les a appelées *roues à cuve*, à cause de l'espèce de réservoir au-dessous duquel on les établit.

Un des exemples les plus remarquables des roues à cuve est le moulin, dit *du Basacle*, à Toulouse, qui comprend 25 paires de meules, commandées chacune par un moteur semblable désigné dans le pays sous le nom de *rodet* ou *rouet*.

La fig. 44 représente en élévation et en plan l'une de ces roues.

Elle est formée d'un bloc de bois d'orme, composé de deux parties rassemblées au moyen de deux cercles de fer. La masse est évidée à l'intérieur en laissant sept palettes courbes dont les éléments verticaux sont à peu près des hélices, et au centre un moyeu cylindrique traversé par un axe carré et vertical B.

Quelquefois, la couronne, les aubes et le moyeu sont exécutés séparément et assemblés de manière à ne former qu'un seul corps.

L'axe en bois se prolonge vers le haut pour porter directement la meule courante; et immédiatement au-dessous de la roue, il est muni d'un pivot par lequel il repose sur un levier en bois C servant à soulager ou à régler la meule courante qu'il porte à son sommet.

La roue est installée à la partie inférieure d'une sorte de puits ou *cuve* cylindrique en maçonnerie, dans lequel l'eau arrive par un canal latéral dont l'entrée occupe toute la hauteur à partir de la roue; l'une des parois de ce canal est tangente à la surface circulaire du puits.

Son embouchure est beaucoup plus petite, en section, qu'à son origine, près de la vanne de charge, ce qui fait que l'eau arrive dans le puits avec une vitesse considérable, qui la fait tourbillonner en suivant la paroi circulaire qu'elle tapisse, en quelque sorte; puis, en descendant, elle rencontre les aubes de la roue qu'elle entraîne dans son mouvement circulaire initial et s'écoule définitivement dans le bief d'aval en traversant la roue.

Sous ce rapport la fig. 44 ne reproduit pas absolument ce mode d'action de l'eau, que l'on a trouvé plus simple de figurer comme si elle établissait franchement son niveau au-dessus de la roue. Nous pensons que cette simple observation suffira pour éviter toute confusion à cet égard.

En définitive, on remarque dans ce système de moteur :

1° Que la roue a des aubes courbes dans les deux projections horizontale et verticale; la génératrice de l'aube n'est pas une droite ayant pour directrice une ligne courbe;

2° Que l'eau est amenée par un chenal découvert long et incliné, sur lequel elle court et frotte, ce qui détruit déjà une notable partie de la force vive; et, en outre, ce mode d'action de l'eau sur la roue la classe évidemment dans la catégorie des moteurs marchant par percussion ou par chocs;

3° Que l'admission de l'eau n'a lieu que par un seul chenal et sur un seul point de la circonférence;

4° Mais cette roue peut, à la rigueur, marcher noyée; et cette propriété fait qu'on l'emploie là où les chutes sont faibles. D'après d'Aubuisson, ce système de roue est très-employé sur la rivière l'Aude où les chutes ne sont que de 1m30 à 1m60, et où l'on place la roue, par ce motif, pour ne pas perdre de chute, au-dessous du niveau ordinaire des eaux;

5° Enfin, que cette turbine n'a comme vanne régulatrice, que celle placée en tête du coursier d'amenée, ce qui n'est pas propre à bien régler la puissance et la mettre en rapport avec la résistance.

Navier ajoute dans ses notes sur le *Traité d'architecture hydraulique de Bélidor*, le passage suivant au sujet de ce système de moteurs :

« Si l'on avait une grande quantité d'eau, on pourrait la faire arriver par plusieurs tuyaux ou bâches inclinées distribuées au pourtour de la roue dans des plans verticaux tangents à sa circonférence. On pourrait aussi, comme Euler l'a proposé, recevoir l'eau dans un réservoir cylindrique d'un diamètre égal à celui de la roue, placé verticalement au-dessus d'elle, au travers duquel l'axe de cette roue passerait, et d'où l'eau s'échapperait par un grand nombre d'ajutages inclinés, distribués à la circonférence du tambour. Il faudrait que l'entrée de ces ajutages fût *évasée*.

« Une disposition symétrique, par rapport à l'axe des conduits ou ajutages qui fournissent l'eau à la roue, aura cet avantage que l'effort du moteur ne causera sur les points d'appui de l'axe aucune pression latérale. Si l'effort de la résistance devait en causer une, on pourrait combiner la position des ajutages de manière que cette pression fût détruite par l'effet du moteur. »

Suivant Bélidor, les roues du *Basacle* ont 0^m98 de diamètre et 0^m27 de hauteur; leur axe en bois a 0^m16 de côté.

Si l'on cherche à se rendre compte de l'effet matériel de l'eau sur un tel moteur, on trouve que, devant persister à suivre la paroi circulaire du puits, par l'effet de la force centrifuge, il en doit résulter que le jeu qui peut exister entre cette paroi et la roue est une cause de fuite qui peut être très-grande et absorber une partie importante de l'eau motrice.

M. d'Aubuisson, dans son *Traité d'hydraulique*, dit à cet égard que l'on a établi des moteurs de ce genre dans lesquels la roue, au lieu d'être à l'intérieur de la cuve, se trouve justement au-dessous, d'où il résulte que pouvant lui donner un diamètre excédant même un peu celui de la cuve, le jeu nuisible, vertical, n'existe plus. On a aussi diminué la longueur du coursier d'amenée, en lui donnant 0^m30 au lieu de 2 à 4 mètres, et on l'a fait en fonte, ce qui a réduit notablement les maçonneries, autrefois très-considérables.

Le même savant appliquant les calculs théoriques aux roues à cuve, trouve que leur effet utile pourrait s'élever seulement à 0,25 de la puissance disponible, en admettant qu'il n'y ait aucune perte d'eau et que toutes les molécules liquides agissent également.

Mais comme les choses sont loin de se passer aussi régulièrement, l'effet réel obtenu est inférieur à celui indiqué par la théorie. MM. Tardy et Piobert, par leurs expériences sur deux roues du moulin du Basacle, n'ont trouvé qu'un rendement de 0,125 à 0,150; un autre moulin à cuve, *dit de l'Hôpital*, mieux organisé que ceux du Basacle, leur a donné moyennement 0,20, et quelquefois 0,25 à 0,27

Il pourra sembler étrange que les roues à cuve indiquées comme perfectionnement des roues à cuillers rendent moins qu'elles et soient néanmoins encore en usage. Mais il faut remarquer qu'elles sont plus solidement établies et mieux appro-

priées au service qu'on leur fait faire. D'autre part, elles peuvent marcher sous de faibles chutes, et même noyées ainsi que nous l'avons dit, ce qui ne peut pas avoir lieu avec les roues à cuillers.

En résumé, on ne doit pas compter avec ces roues sur plus du quart ou du cinquième de la force disponible brute. Malgré ce faible résultat, les roues à cuves sont conservées dans bien des localités à cause de la simplicité de leur établissement, bien entendu dans le cas où l'eau est, pour ainsi dire, à discrétion.

Nous pourrions citer d'autres moteurs, tels que les *danaïdes*, ou encore, les *roues a poire* composées d'un noyau conique portant des lames héliçoïdales et tournant à l'intérieur d'une cuve de même forme que lui. Mais ces moteurs, dont il n'existe plus guère d'exemples, ne présentent aussi aucun intérêt au point de vue du sujet des turbines modernes; et, après avoir cité pour mémoire les roues à cuillers et celles à cuves, nous rappelons que Bélidor entre, au sujet de tous ces moteurs, dans de très-grands détails, ayant d'ailleurs le mérite de l'actualité, quant à l'époque où ce savant écrivait.

MOTEURS HYDRAULIQUES A RÉACTION

Pendant que les moteurs généralement basés sur le choc d'une veine fluide, à part les roues verticales, étaient répandus et employés, on s'est préoccupé parmi les savants de créer d'autres moteurs où l'eau serait mieux utilisée que par le choc; et le principe que l'on croyait pouvoir mettre à profit était *la réaction*.

Pour bien faire comprendre en quoi consiste ce principe développé par l'eau, il suffira de se rappeler une expérience bien ancienne et connue sous le nom de *tourniquet hydraulique*.

Tourniquet hydraulique (fig. 45). — Soit un vase mobile A, en verre ou en métal, monté verticalement sur pivot au-dessus d'un bassin B, et armé à sa partie inférieure d'un tube horizontal *b*, dont les deux extrémités sont coudées dans le même plan; un montant ou pilastre en bois C sert de support à cet appareil.

Le vase étant rempli d'eau, dès qu'on ouvre le robinet *a* dont il est muni à la partie supérieure, la pression atmosphérique pouvant s'exercer librement sur la surface du liquide, l'écoulement s'effectue par les extrémités du tube *b* et le vase entier, y compris celui-ci, prend un vif mouvement de rotation, dans le sens indiqué par la flèche, c'est-à-dire dans la direction contraire de celle de l'écoulement.

Pour expliquer ce phénomène il faut supposer d'abord que les extrémités du tube *b* soient fermées, et chercher à se rendre compte des pressions que le liquide exerce sur tous les points du récipient, et particulièrement à l'intérieur du tube *b*.

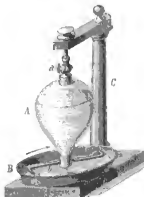
Dans cette partie, la pression due à la distance verticale qui existe depuis le tube jusqu'au niveau de l'eau, est évidemment la même sur les obturateurs que l'on supposerait appliqués aux orifices du tube et sur les fonds ou les coudes opposés à ces obturateurs; or, ces pressions se faisant équilibre, ainsi que toutes celles que l'on pourrait chercher dans chaque plan horizontal pris sur la hauteur de l'ap-

pareil, il est aisé de concevoir qu'il n'existe aucune cause de mouvement, tant que les orifices sont fermés.

Mais si l'on ouvre les orifices, c'est-à-dire si l'on supprime les obturateurs, la pression qu'ils supportaient n'existe plus, tandis qu'elle existe toujours sur les fonds ou coudes opposés, et comme, en vertu de la direction donnée à ces derniers, les pressions qu'ils supportent sont égales et contraires, en même temps qu'elles sont dirigées parallèlement entre elles, il en résulte nécessairement la rotation de l'appareil entier.

Il est à peine utile d'ajouter que si le tube *b* était droit, le mouvement n'aurait évidemment pas lieu puisque les ruptures d'équilibre seraient dans le cas de deux forces égales et contraires, mais agissant en ligne droite, ce qui annule réciproquement leur effet.

Fig. 45.



Le tourniquet hydraulique a donc pour principe de son mouvement ce que l'on désigne par *la réaction de l'eau.*

On peut caractériser cette propriété en disant qu'il y a un effet de réaction produit quand la force, cause du mouvement d'un corps, prend son point d'appui sur ce corps lui-même pour le produire.

On peut créer des machines ou des instruments mus par la réaction des gaz ou des vapeurs comme par celle de l'eau; ainsi le recul des armes à feu est causé par la réaction des gaz que développe l'inflammation de la poudre.

La possibilité de déterminer un mouvement de rotation au moyen de l'eau, sans la faire agir par chocs, a conduit des ingénieurs de divers pays à imaginer des machines basées sur ce principe. Entre autres nous citerons Segner, professeur de mathématiques à Gœttingue, qui, vers le milieu du dernier siècle, proposa une

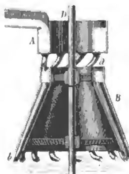
machine que l'on peut regarder comme étant ce même tourniquet hydraulique, mais muni de plusieurs branches disposées en rayons à la partie inférieure d'un vase cylindrique vertical.

Les recherches de Segner ayant été continuées plus tard par Euler père et fils, ces savants proposèrent à leur tour un appareil moteur perfectionné fondé sur le même principe, et publié dans les *Mémoires de l'Académie de Berlin*, en 1754.

On ne peut pas dire que cette machine ait une véritable analogie avec les turbines modernes; cependant, on a si souvent rappelé les travaux des deux Euler, à propos de turbines, que nous devons en donner une relation, au moins assez complète, pour mettre les lecteurs à même de juger le degré de comparaison que l'on peut établir; et ce n'est pas, du reste, trop faire pour ces illustres géomètres, quels qu'aient été pour nous les résultats directs de leurs recherches.

Roue d'Euler. — La fig. 46 représente, en coupe verticale faite par l'axe, la roue de Léonard Euler, dessinée d'après la description qu'il en a donnée lui-même, et les figures très-imparfaites jointes à son mémoire.

Fig. 46.



Nous avons, en effet, cherché plutôt à rééditer l'idée qu'à reproduire seulement ces figures qui ne sont pas suffisantes pour bien comprendre à simple vue.

Néanmoins on voit que cette roue se compose de deux vases ou récipients A et B, superposés et concentriques; le premier est fixe et constitue le *distributeur* proprement dit, tandis que le second est le *recepteur* de la force motrice et tourne avec l'arbre central D sur lequel il est monté.

L'eau motrice est supposée amenée dans le vase supérieur fixe au moyen d'un conduit ou chenal C. Ce vase présente une capacité annulaire d'où le liquide s'échappe par une série de tubes obliques *a* qui le distribuent dans le vase inférieur; l'entrée ou la partie supérieure de celui-ci présente un vide annulaire semblable, duquel part une série de tuyaux coniques *b* dont les extrémités infé-

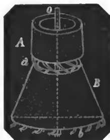
rieures sont recourbées horizontalement, mais toujours suivant la voie circulaire. Ces tuyaux sont maintenus entre les deux enveloppes métalliques minces, qui composent le vase, de façon à former un corps solide qui ne présente que des surfaces lisses à l'air dans le mouvement de rotation; prolongées au-dessus de l'extrémité supérieure des tubes *b*, ces enveloppes constituent l'entrée annulaire dans laquelle se déverse l'eau amenée par les conduits *a* du distributeur.

On voit donc que cette machine est une application du principe de la réaction de l'eau, telle qu'on vient de le reconnaître sur le ***tourniquet hydraulique***.

L'eau qui s'échappe du réservoir supérieur par les conduits inclinés *a* remplit l'espace annulaire supérieur du vase mobile B, et s'écoule par les tuyaux *b*; mais ceux-ci, formant un coude à leur partie inférieure, représentent complétement les orifices expulseurs du tourniquet et donnent lieu de même à l'effort de recul développé par l'échappement du fluide, d'où résulte un mouvement de rotation continu en sens inverse de l'écoulement de l'eau.

Voilà bien, en résumé, en quoi consiste la machine hydraulique proposée par Léonard Euler, et modifiée, suivant les indications données depuis lui, par son fils, Albert Euler. Mais pour permettre d'apprécier plus exactement, s'il est possible, l'idée des deux célèbres géomètres, nous ajouterons à cette relation un extrait du mémoire original de Léonard Euler, avec un ***fac-simile*** de la figure qui l'accompagnait.

Fig. 47.



DESCRIPTION DE LA MACHINE HYDRAULIQUE.

« Soit *o* (fig. 47), l'axe vertical autour duquel la machine doit tourner uniformément; cette machine sera composée de plusieurs tuyaux semblables qui ont chacun leur embouchure en bas comme *b*, par lesquels l'eau s'échappe, et dont les ouvertures supérieures sont réunies dans l'espace annulaire e. Il sera bon d'enfermer tous ces tuyaux dans un tambour B d'une surface bien unie et polie par le dehors, afin que la résistance de l'air n'apporte pas d'obstacle à son mouvement. Ce tambour, creux en dedans, pour en diminuer le poids, sera relié à l'axe de rotation par des barres transversales, afin qu'il tourne avec lui.

« Or, au-dessus de ce tambour, mobile avec l'axe, se trouve le réservoir A, ayant également la forme d'un tambour, mais immobile, n'étant pas attaché à l'axe o qui le traverse au milieu. Au fond de ce réservoir se trouvent plusieurs canaux *a* par lesquels l'eau est conduite dans le vaisseau inférieur B, et sous une obliquité déterminée.

« Et si le réservoir A fournit dans le vase mobile B autant d'eau qu'il en sort par les orifices *b*, les tuyaux de ce vaisseau demeureront constamment pleins d'eau jusqu'à la partie supérieure e, et le mouvement de l'eau deviendra bientôt uniforme, pourvu que le mouvement de rotation le soit également..... »

Dans la suite du même mémoire il est expressément relaté qu'on peut substituer avec avantage, aux conduits distributeurs *a*, séparés les uns des autres, des dia-

phragmes contigus formés de lames minces, et qui, étant maintenus entre deux parois circulaires, formeraient un vase annulaire divisé par des cloisons contournées en hélice pour obtenir l'inclinaison requise.

Un mémoire, présenté ultérieurement au précédent, par Euler fils, renfermait effectivement la description et les figures d'une machine de ce genre avec l'emploi des diaphragmes.

D'après l'un de ses dessins, la machine se composait de deux tambours cylindriques superposés, l'un fixe et l'autre mobile avec son axe.

Le tambour fixe, recevant l'eau comme le réservoir A de la précédente figure, était terminé inférieurement par une voie annulaire divisée par des cloisons minces disposées suivant des surfaces héliçoïdales et entre lesquelles s'écoulait le fluide pour arriver au tambour mobile.

Celui-ci portait à sa circonférence une série de tubes coniques qui se touchaient en haut, de façon à former une ouverture continue; leurs parties inférieures étaient rétrécies et recourbées comme dans la machine précédente. Néanmoins les ouvertures supérieures de ces tubes correspondaient au fond d'une capacité annulaire opposée directement aux orifices d'écoulement du vase supérieur.

En définitive, ce n'était donc qu'une modification de la machine décrite par Léonard Euler, mais indiquant déjà une étude plus approfondie de la construction.

En cherchant maintenant à comparer la roue d'Euler avec les machines analogues qui l'ont précédée, et surtout avec le tourniquet, on trouve comme caractères principaux l'indépendance du réservoir alimentaire du récepteur mobile, tous deux de forme circulaire avec injection d'eau sur toute la circonférence.

La séparation des deux organes, réservoir et récepteur tournant, a nécessairement conduit à armer le premier d'une série d'ajutages ayant pour objet de distribuer le liquide sur le vase mobile, mais en inclinant ces ajutages par rapport à l'horizon, et pour un motif que l'on ne tarde pas à découvrir en examinant avec un peu d'attention comment les choses doivent se passer.

En effet, si le liquide descendant du vase fixe ne possédait aucune vitesse horizontale lorsqu'il rencontrerait le vase mobile, il éprouverait un changement brusque de direction tout à fait contraire à l'effet utile; sa vitesse, uniquement verticale, serait d'abord entièrement détruite pour prendre celle horizontale du vase mobile, et reprendre ensuite une composante verticale en descendant à l'intérieur des tubes *b*.

Par conséquent, l'inclinaison des conduits injecteurs a été faite correspondante à la résultante des vitesses que l'eau possède à la fois pendant sa descente dans les tubes du récepteur mobile, vitesse circulaire horizontale et vitesse verticale. De plus, la hauteur verticale du vase fixe, comptée du niveau supérieur à l'extrémité inférieure des injecteurs *a*, est calculée pour que la vitesse acquise par l'eau au sortir de ces injecteurs soit parfaitement en rapport comme valeur avec celle qu'elle doit prendre dans le récepteur mobile, ainsi qu'elle lui correspond déjà comme direction.

Il ressort donc suffisamment de ce simple aperçu que l'intention de l'auteur a

été d'annuler toute espèce de choc de la part de l'eau, qui doit agir exclusivement par réaction dans les tubes *b* au moment de son échappement par leurs extrémités ouvertes.

En résumé, la turbine perfectionnée d'Euler se composait de trois parties distinctes, savoir :

1° D'un *chenal*, de très-petite section, qui amenait l'eau de la rivière et la versait de toute sa hauteur dans une bâche fixe, d'un seul côté, et sur une très-petite largeur ;

2° D'une *bâche cylindrique fixe*, au fond de laquelle étaient disposés, d'abord des tuyaux isolés, et ensuite des courbes conductrices sur toute la circonférence. La hauteur de cette bâche devait être égale à la moitié de la chute ;

3° Enfin, immédiatement au-dessus de la bâche était la roue tournante ou la turbine proprement dite, reliée à l'axe par quatre bras placés à l'intérieur. Cette roue devait aussi, comme la bâche supérieure, avoir à peu près la moitié de la hauteur de la chute; elle était composée d'une cavité annulaire, ou auge circulaire entièrement ouverte par en haut, mais dont le fond était garni, à une profondeur égale à 1/4 de la hauteur totale de la roue, d'un certain nombre de tubes, descendant verticalement, sur les 3/4 de la hauteur de celle-ci, ou les 3/8 de la chute. Ces tubes, au nombre de 12, étaient recourbés à angle droit à leur extrémité inférieure, et faisaient corps avec l'auge couronnant la partie mobile.

Ainsi, par une telle disposition, Euler perdait d'abord toute la portion de la chute correspondant à la pente nécessaire pour son canal à petite section qui amenait l'eau dans la bâche supérieure.

Ce qui restait de cette chute était partagé en deux parties à peu près égales, l'une pour la bâche immobile, l'autre pour la hauteur de la turbine.

Cette roue n'avait point de vanne, par conséquent aucun moyen de régler la dépense de l'eau et la vitesse du moteur.

Tel était à peu près, en 1754, l'état de la question sur les roues hydrauliques à réaction, au moins comme résultats matériels, car nous ne pouvons reproduire, dans ce traité, les minutieuses recherches mathématiques auxquelles ce genre de moteur a donné lieu.

Quant à la relation à établir avec les turbines modernes, nous ne voyons pas qu'il en existe une bien déterminée, si ce n'est la superposition de deux vases, dont l'un distribue et l'autre reçoit l'eau. Et même sur ce point, il ne faudrait pas confondre l'injection d'Euler, qui a en quelque sorte lieu sur une surface libre de liquide, avec celle des turbines actuelles où chaque injecteur correspond, pour ainsi dire, avec l'orifice d'évacuation, sans qu'il puisse s'interposer de lame d'eau permanente.

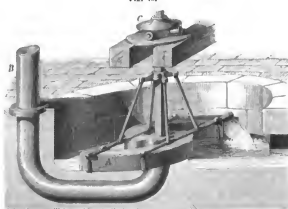
Mais, en se reportant au tourniquet hydraulique, ou à la machine de Segner, qui lui ressemble en tout point, on ne peut pas refuser à Euler d'avoir au moins indiqué des dispositions qui ont été usitées plus tard, comme, par exemple, l'emploi des vases fixes et mobiles, l'admission de l'eau sur toute la surface de la roue à la fois, et de même, l'écoulement par toute la circonférence.

Sans entrer dans l'étude de la théorie des moteurs à réaction, il est indispensable de faire connaître la raison de leur insuccès, malgré les nombreuses tentatives, même récentes, qui ont été faites pour tirer parti de ce système dont le principe semblait, même en théorie, permettre de construire des machines capables d'un effet utile égal à la quantité totale d'action dépensée.

Mais, à l'aide des recherches de plusieurs savants et particulièrement de Navier et de d'Aubuisson, il a pu être démontré que le maximum d'effet d'un moteur à réaction correspondait à une vitesse de rotation infinie, ce que la pratique a, en effet, confirmé depuis.

Chaque fois qu'un moteur à réaction, marchant soit par la vapeur, soit par l'eau, a été expérimenté, on a pu se convaincre que la machine prenait sans charge une vitesse très-grande, et qu'aussitôt qu'on lui faisait vaincre une résistance, ce qui ralentissait nécessairement sa vitesse, le travail produit était de beaucoup inférieur à l'effet théorique, dont on se serait rapproché davantage si la grande vitesse de rotation eût pu être conservée.

Fig. 48.



Roue de Mannoury d'Ectot (fig. 48). — Cependant, avant que cette vérité ait été suffisamment reconnue, il a été fait plusieurs tentatives pour utiliser le principe de la réaction qui semblait remplir la première des conditions théoriques, de faire agir le fluide sans chocs.

Parmi ces divers essais, l'un des plus importants a été mis à jour au commencement de ce siècle, par un ingénieur français, M. le marquis de Mannoury d'Ectot.

Le 24 avril 1807, M. de Mannoury se fit breveter pour un nouveau moteur qu'il appelait *levier hydraulique* ou volant, et dont la fig. 48 peut donner une idée.

Le principe de sa disposition repose complétement sur celui du tourniquet hydraulique; c'est donc encore la réaction de l'eau qui s'y trouve utilisée, ainsi que dans les appareils des deux Euler.

D'après la figure, on peut voir que ce moteur est formé d'un tuyau horizontal A, contourné suivant des développantes de cercle symétriques, formant un véritable volant, monté sur un axe vertical dont l'extrémité supérieure peut porter directement la meule courante.

Le tuyau A est percé, en dessous et à son centre, d'une ouverture circulaire dans laquelle s'abouche l'extrémité d'un conduit fixe B par lequel arrive l'eau motrice et forme en même temps un guide central à la machine; l'ajustement du récepteur A sur le conduit B a donc lieu au moyen d'une garniture capable d'empêcher les fuites d'eau tout en laissant à la partie mobile la liberté nécessaire pour son mouvement de rotation; et cette fonction est d'autant plus facile que l'arbre central n'a pas de support dans cette partie, et repose sur un système de galets coniques par la large embase C dont il est muni.

Ainsi, si l'on excepte que l'eau est amenée par la partie inférieure, et que le récepteur mobile est isolé du réservoir qui la fournit, la disposition est analogue à celle du tourniquet hydrautique, et les choses s'y passent de la même façon. L'eau, arrivant dans le conduit A avec sa vitesse initiale, se répand dans les deux branches et s'écoule par les extrémités ouvertes, de là la force réactive qui fait tourner tout l'appareil.

Mais ici la forme de développante donnée au récepteur mobile est plus convenable que la ligne droite, attendu que cette courbure étant la résultante même du mouvement circulaire et de la force centrifuge du liquide, celui-ci n'éprouve pas de changement de direction brusque qui puisse diminuer autant la puissance réelle obtenue. On peut même dire que, pendant le mouvement de rotation, une molécule d'eau partie du centre de rotation ne dévie pas de la ligne droite pour arriver à l'orifice d'expulsion. C'est, du reste, en vue de ce résultat que l'auteur a proposé un tracé de développante, qui permet, théoriquement du moins, d'atteindre le but proposé.

Quant à la mise en marche du moteur, M. Mannoury d'Ectot n'a pas indiqué d'obturateurs directs; il suppose simplement que le conduit alimentaire B soit muni à son origine supérieure d'une bonde ou tampon, qu'il suffit de retirer pour favoriser l'écoulement et mettre la machine en marche.

Il a, néanmoins, étudié la question avec un certain soin, même sous le rapport de la pratique. Plusieurs formes ont été proposées par lui pour le récepteur mobile; suivant l'une de ses dispositions, il était complétement droit et de section rectangulaire; celui que nous représentons possède cette même section, mais il est perfectionné en raison de sa forme courbe; enfin, en conservant cette courbure, il lui a donné une section circulaire, allant, en diminuant de diamètre, du centre de rotation à la circonférence.

Des machines semblables ont été établies en France avec un succès apparent plus que réel, sans doute. Carnot, chargé par l'Institut de l'examen de cette ma-

chine, l'a déclarée susceptible d'un fort rendement, comparativement aux autres moteurs alors existants.

M. d'Aubuisson, dans son *Traité d'hydraulique*, après avoir fait remarquer qu'il peut être difficile de tenir étanche la jonction du tuyau B avec le volant A, ajoute que cette machine paraissait néanmoins convenir parfaitement aux courants d'eau dirigés de bas en haut, tels que ceux fournis par les puits artésiens.

Beaucoup plus récemment, en 1841, le fils de M. de Mannoury d'Ectot est revenu sur les travaux de son père. Il a indiqué divers perfectionnements du levier hydraulique, parmi lesquels on peut remarquer :

1° L'idée de renfermer le moteur dans une enveloppe qui le mette à l'abri de la résistance de l'air;

2° La substitution au conduit unique de cloisons courbes divisant un espace annulaire, et, ce qui est important, des obturateurs mobiles disposés aux orifices expulseurs pour leur former des vannes et régler la dépense de l'eau ;

3° Le remplacement des cloisons courbes par une spirale continue, et l'extension de cette idée à la construction d'un appareil formé d'un cône, à l'extérieur duquel se trouverait un tuyau contourné suivant une hélice conique à un ou plusieurs filets.

Quelques constructeurs en France, en Angleterre et en Suisse, se sont occupés de ce genre de turbines à réaction, soit pour fonctionner avec l'eau, soit pour marcher avec la vapeur; on a même fait du bruit au sujet de ces appareils il y a plusieurs années ; on a surtout reproduit l'appareil rotatif à vapeur, imaginé, dit-on, par Héron d'Alexandrie, qui vivait 120 ans avant J.-C. ; mais il ne parait pas qu'on ait donné suite aux divers essais qui ont été tentés à cet égard.

Avant de terminer ce qui peut être relatif aux machines à réaction, disons que M. Burdin, ingénieur des mines, et dont le nom sera cité plus loin pour des recherches importantes au sujet des roues horizontales, a aussi construit des moteurs basés sur ce principe, mais se rapprochant particulièrement de la disposition proposée par Euler.

L'une de ces machines a été établie dans le département du Puy-de-Dôme, dans une usine nommée *le moulin d'Ardes*, nom sous lequel le moteur à réaction de M. Burdin est habituellement désigné aujourd'hui.

Si l'on s'en rapportait aux expériences dont quelques-unes de ces turbines ont été l'objet, on leur attribuerait une valeur s'approchant du rendement des meilleurs moteurs modernes : on a dit, en effet, que la roue à réaction de M. Burdin n'avait jamais donné moins de 0,65 p. 0/0 d'effet utile, et même parfois 75.

Mais en présence de l'abandon à peu près complet de ces appareils, on est forcé de croire qu'il y a eu des erreurs commises dans les expériences citées; celle qui parait le plus probable est l'inexactitude du jaugeage de l'eau dépensée, faute d'opération précise. En effet, on a pu voir, dans cet ouvrage, que les expériences les plus précises sur les jaugeages ne datent pas de très-loin ; et même actuellement on hésite quelquefois lorsqu'il s'agit de choisir le meilleur coefficient à adopter.

ROUE HORIZONTALE D'ADAMSON. — Le *Philosophical Magazine and Journal* a publié, en 1817, dans son L^e volume, une notice sur une roue horizontale imaginée par un Anglais, M. Adamson, qui en a donné un fort mauvais dessin.

Ce n'est autre qu'une roue à palettes planes dont l'axe est vertical. Autour de cette roue, sur toute sa circonférence extérieure, on remarque une série de passages dont une des parois verticales est tangente à cette circonférence, et l'autre, parallèle à la première, aboutit juste à l'extrémité de la paroi du passage voisin et est tangente au même cercle.

Ces passages mettent en communication le réservoir d'eau avec la roue. C'est en les parcourant que l'eau s'élance de ce réservoir sur les palettes planes.

Voici, suivant l'auteur, les perfections de cette roue horizontale; nous avons cru devoir y ajouter nos propres observations :

1° Les palettes étant ouvertes de toute part, excepté du côté opposé au centre, empêcheront, autant que possible, toute réaction contre l'eau affluente; ce qui suppose qu'il y a une enfonçure au tambour cylindrique fermant tout le pourtour intérieur contre lequel l'eau va perdre la vitesse horizontale qui lui reste après qu'elle a choqué les palettes, et prendre le long de la surface choquée une vitesse verticale pour se rendre à l'extrémité inférieure de la roue;

2° L'espace au-dessus des palettes et les passages par lesquels l'eau s'en échappe à mesure qu'elle entre étant toujours suffisants, toute accumulation d'eau en aval, qui retarderait la marche des palettes, sera ainsi évitée; un tel système ne permet donc pas de tourner sous l'eau;

3° La vitesse de l'eau étant plus grande que celle de la roue, prévient tout empêchement résultant de la force centrifuge; mais l'eau lancée perpendiculairement à la surface de palettes planes, animées d'une vitesse plus petite que celle de l'eau, agit par le choc dû à la différence des deux vitesses et ne peut évidemment réaliser le rendement promis par l'inventeur;

4° La force de l'eau à travers les orifices est due à la hauteur verticale de la surface au-dessus du centre d'impulsion, et est par conséquent la plus grande possible; ce résultat ne peut avoir lieu qu'autant que la rivière fournit au moins un volume d'eau égal à celui qui peut passer par les orifices;

5° La ligne suivant laquelle l'action a lieu contre les palettes est aussi près de l'extrémité du rayon que possible, d'où cette action ne saurait donc être plus grande, par conséquent;

6° L'eau agit contre toutes les palettes à la fois; mais elle y agit par choc et en perdant par conséquent une grande partie de sa force vive; elle y passe en quelque sorte par *ricochet* de la direction horizontale, avec laquelle elle atteint les palettes, à la direction verticale qu'elle a pour les quitter;

7° La totalité de l'eau agit contre les palettes; pour cela il faudrait qu'il n'y eût pas de jeu : or il en existe; il y a donc perte d'eau;

8° L'eau n'éprouve aucun arrêt pour manque d'air;

9° Enfin, ajoute l'inventeur, aucune roue hydraulique ne peut se mouvoir avec moins de frottement.

Cette turbine prétendue perfectionnée, d'Adamson, est loin d'avoir produit les résultats avantageux qu'il a annoncés, car ce n'est pas 75 p. 0/0 qu'il a obtenu en effet utile, comme les roues en dessus, c'est à peine 25 à 30 p. 0/0.

N'ayant pas d'ailleurs, plus que celle d'Euler, de vanne régulatrice, on ne peut compter sur un travail régulier, ni en régler la puissance selon les besoins.

TURBINES DE BURDIN

C'est à M. Burdin que l'on doit les principales recherches relatives à la construction des roues horizontales, auxquelles il a, du reste, donné le nom de *turbines* qu'elles portent aujourd'hui partout.

Déjà d'autres savants modernes, et principalement M. Navier, en avaient étudié la théorie. Mais M. Burdin semble être le premier qui ait indiqué les bases réelles de la construction de ces moteurs.

Il avait déjà fait l'application de plusieurs appareils étudiés par lui, lorsque la Société d'encouragement proposa, en 1827, un prix de 6,000 fr. pour l'application en grand, dans les usines ou manufactures, des turbines ou roues à palettes courbes, dites *de Bélidor*, demandant que les machines qui seraient présentées au concours aient été appliquées au moins deux fois, et sur une échelle suffisante, pour en permettre un examen concluant.

M. Burdin s'est alors présenté au concours, non pas avec des machines exécutées, mais avec un mémoire fort étendu où il a expliqué la théorie des turbines et son application à trois systèmes différents dont il donnait en même temps des tracés, mais très-peu explicites comme dessins.

Ces trois systèmes principaux consistaient en turbines à axe vertical, à axe horizontal et à axe incliné. Ils se divisaient en plusieurs variétés, où l'on remarquait des roues recevant l'eau sur une partie de la circonférence seulement et de l'extérieur à l'intérieur, d'autres sur tout le pourtour, et enfin une turbine dite immergée.

De ce travail, le plus important est surtout l'étude minutieuse que l'auteur a faite des meilleures conditions sous lesquelles l'eau doit être admise dans chacun des différents cas proposés. Quant aux détails de la construction, M. Burdin ne s'y est aucunement attaché dans son mémoire, quoiqu'il dise avoir fait un grand nombre d'expériences pour vérifier les conditions que la théorie lui imposait, ce qui suppose des appareils construits. Mais ce ne devait être que des appareils d'essai, et on peut dire, en résumé, que les dessins joints au mémoire ne permettent aucunement de se fixer sur les détails de la construction.

Mais il s'est spécialement étendu sur un procédé qu'il appelait *évacuation alternative* et qui avait pour objet de faciliter le dégagement de l'eau à l'égard des turbines non immergées recevant l'eau du dessus au dessous de la couronne mobile.

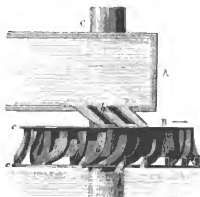
Pour faire comprendre cette disposition, nous prendrons pour exemple une turbine que M. Burdin a lui-même fait établir aux moulins de Pont-Gibaud, antérieurement à la présentation de son mémoire, et qui a été mieux décrite dans l'ouvrage qui l'a publiée (*Annales des mines*, 1833), que les roues analogues mentionnées dans ledit mémoire. Les expériences dont cette turbine a été l'objet sont, du reste, un titre de plus à la choisir de préférence à d'autres.

La fig. 49 représente la turbine de Pont-Gibaud, d'après le dessin de M. Burdin et la description qu'il en a donnée.

Elle se composait d'un disque annulaire en charpente, réuni à un axe en bois C, et muni à sa circonférence de conduits ou *couloirs* courbes *a*, présentant une obliquité avec les génératrices cylindriques du disque. Les couloirs *a* consistaient en des tubes en tôle, à section rectangulaire, maintenus entre deux couronnes de tôle *c* rattachées au bâti circulaire en bois monté sur l'axe tournant.

L'eau motrice était amenée par un réservoir clos A, d'où elle s'échappait par plusieurs orifices injecteurs *b*, inclinés en sens contraire des couloirs *a*, et disposés vis-à-vis de leur voie circulaire. L'angle formé par l'inclinaison des injecteurs et le premier élément concave des couloirs était un peu plus grand que 90°, à peu près comme l'indique la fig. 49.

Fig. 49.



Il est facile de concevoir, d'après cela, comment fonctionne une semblable machine. L'eau *forcée* dans le réservoir A par l'élévation de sa propre chute, s'échappe par les orifices injecteurs *b*, et rencontrant les orifices des couloirs, s'y introduit, s'y écoule et s'échappe, par leur partie inférieure, dans le bief d'aval. Mais, en raison des actions combinées d'abord, de la rencontre des filets fluides, sortant des injecteurs *b*, contre la face concave des couloirs, et ensuite, de la simple pesanteur du fluide descendant sur cette même surface, chaque couloir fuit devant le jet de

l'eau et l'appareil entier prend un mouvement de rotation rapide sur lui-même, d'où la totalité des couloirs vient se présenter dans un tour aux orifices injecteurs.

Pour faciliter le dégorgement des couloirs et empêcher que leur évacuation ne se nuise réciproquement, M. Burdin avait imaginé d'en dévier deux sur trois, alternativement, à leur partie inférieure, de façon à leur faire verser leur eau en dehors et en dedans de la voie centrale correspondant à celle supérieure de l'introduction.

C'est cette disposition qui a été désignée par son auteur sous le titre de : *Évacuation alternative.* Il ajoutait, dans la relation qu'il en donnait lui-même, que cette disposition est d'une très-grande importance puisqu'elle empêche que l'eau épanchée, à peu près en repos, dans le bief inférieur par un couloir ne soit choquée par le couloir qui vient à la suite pendant le mouvement.

Cette turbine a été examinée par une commission nommée par l'administration du département du Puy-de-Dôme. Il est résulté de l'examen qu'elle rendait un effet supérieur au moteur qu'elle avait remplacé.

En effet, la turbine dépensant seulement 94 litres d'eau par 1″ faisait autant de travail que l'ancien moteur avec 280 litres sous la même chute, d'où son rendement était à peu près triple.

Des essais au frein ont montré que le rendement s'élevait à 0,67 de la puissance brute disponible, évidemment, sous les mêmes réserves que celles que nous avons faites à l'égard des autres roues ci-dessus, quant à l'exactitude du jaugeage de l'eau.

Dans son mémoire de 1827 à la Société d'encouragement, M. Burdin insistait beaucoup sur la nécessité d'adopter le système d'évacuation alternative pour les turbines auxquelles l'eau n'est pas donnée horizontalement ou, autrement dit, perpendiculairement à l'axe de rotation ; il l'avait aussi supposé appliqué à une turbine à axe horizontal dont il a donné un dessin joint à son mémoire.

Il a également donné un croquis (plutôt qu'un véritable dessin) d'un système de turbine à axe vertical et dite *immergée*, par la propriété qu'il lui attribuait de pouvoir tourner noyée complètement tout en rendant un bon effet utile. Comme ce type semble se présenter pour la première fois nous en dirons quelques mots, en reproduisant la réduction d'un *fac-simile* du croquis de M. Burdin.

La fig. 50, qui est cette reproduction exacte, montre que l'ensemble du moteur comprend deux parties essentielles qui sont : la roue tournante ou turbine, et un réservoir fixe qui amène l'eau à la turbine en la lui injectant par des orifices distributeurs disposés sur tout le pourtour d'une couronne circulaire.

La roue tournante est formée d'un plateau en bois monté sur un arbre vertical B, et muni à sa circonférence d'une couronne C, composée de cloisons courbes ayant leurs éléments verticaux et établies entre des disques annulaires en bois. Ces cloisons forment entre elles des orifices *a* pour l'expulsion de l'eau.

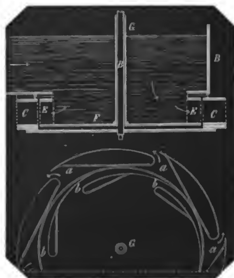
Le réservoir est formé d'une caisse en bois ouverte en dessus et dans laquelle l'eau peut y venir en amont établir librement son niveau.

Il est percé dans le fond d'une ouverture circulaire garnie d'une couronne fixe E, analogue à celle mobile C, et fixée, d'une part, au réservoir, et d'autre part, à un

fond fixe en bois F sur lequel repose l'eau contenue dans le réservoir. Sur ce fond se trouve placé un fourreau en tôle G, qui isole l'arbre tournant du contact de l'eau et empêche les fuites qui se produiraient nécessairement par l'ouverture pratiquée au centre de ce plateau pour le passage de l'arbre.

La couronne fixe pénétrant dans l'intérieur de celle mobile, dont elle a le diamètre intérieur moins un certain jeu, l'eau contenue dans le réservoir s'écoule par ses orifices *b* et s'échappe en traversant la couronne de la turbine; son passage par les orifices *a* détermine une réaction contre les cloisons qui forment ces orifices, et produit le mouvement de rotation.

Fig. 50.



En proposant ce mode de turbine pour être appliqué dans le cas où la roue tournante est susceptible d'être immergée, M. Burdin prenait en considération que la direction de l'eau la portant à s'éloigner constamment de la turbine, celle-ci ne doit pas éprouver de résistance de la part de l'eau quoiqu'elle s'y trouve entièrement plongée.

A l'égard des turbines que l'eau traverse verticalement, M. Burdin disait, au contraire, qu'elles ne devaient pas être immergées, attendu que la direction de l'eau qui s'en dégage ne correspond pas à celle que l'eau immergeante prendrait par le mouvement de la turbine. Cette opinion s'est parfaitement vérifiée depuis à

l'égard des turbines modernes construites sur le même principe, et pour lesquelles il convient, au contraire, de laisser une certaine distance entre le plan inférieur des orifices expulseurs et le niveau d'aval, au moins dans le cas des grandes vitesses.

Comme la turbine immergée n'occasionne aucune perte de chute, elle peut s'appliquer aux plus faibles sans cesser de rendre un bon effet utile; nous verrons plus loin qu'une turbine analogue construite par M. Fourneyron marchait noyée n'ayant plus que 227 millim. de chute.

En décrivant la turbine immergée, dont nous venons de parler, M. Burdin a aussi fait mention d'une vanne qui lui serait appliquée et qui aurait pour objet de conserver aux orifices un rapport constant avec la dépense.

Quoique assez vague, la description qu'il en a donnée permet de comprendre qu'il supposait deux cylindres de tôle, placés, l'un à l'extérieur de la couronne mobile et l'autre à l'intérieur de la même couronne; tous deux tournant avec elle et pouvant s'abaisser ensemble plus ou moins suivant la hauteur que l'on veut conserver aux orifices.

Ces deux cylindres étant disposés pour régler en même temps les orifices expulseurs et ceux des directrices, l'auteur les supposait reliés ensemble par des cuirs lâches découpés suivant la forme des orifices, de façon que l'eau en traversant ceux-ci devait faire prendre à ces cuirs la forme exacte que sa veine affectait, afin, par conséquent, d'éviter la contraction.

En résumé, cette turbine de M. Burdin se compose :

1° D'une *roue annulaire* mobile à canaux courbes, recevant l'eau entre deux disques ou plans horizontaux et de l'intérieur à l'extérieur.

Dans le texte, l'auteur conseille une disposition particulière de canaux courbes ou *couloirs*, ayant plus de hauteur à la sortie qu'à l'introduction, de manière qu'à chaque point du couloir la section soit inversement proportionnelle à la vitesse du liquide en ce point;

2° D'un *fond fixe*, concentrique à la roue, garni de conducteurs fixes pour diriger l'eau dans la roue sous un angle déterminé, et produire une injection totale;

3° D'un *tube enveloppe*, faisant corps avec la pièce précédente, et à travers lequel passe l'arbre vertical de la turbine;

4° D'un *réservoir* concentrique à la roue par lequel l'eau arrive de haut en bas pour l'introduire ensuite du dedans au dehors dans les canaux mobiles;

5° Enfin, d'une *vanne cylindrique* se manœuvrant par en haut, pour régler à volonté la quantité d'eau admise dans la roue.

M. Burdin, appréciant les diverses propriétés de son système, dit que la turbine immergée a l'avantage d'être à l'abri des gelées et des variations de niveau, qu'elle convient aux localités où l'on dispose d'un grand volume d'eau avec une faible chute, et qu'on peut en espérer sûrement de bons résultats, soit 65 à 70 p. 0/0 d'effet utile, que du moins ses expériences ont toujours été d'accord sur ce point avec la théorie.

Il serait trop long d'analyser le mémoire de M. Burdin suffisamment pour en faire comprendre toute la portée au point de vue des progrès qu'il a pu faire faire

dans l'invention des turbines; et comme, ainsi que nous l'avons dit, ce mémoire s'étend particulièrement sur les considérations théoriques, son examen plus complet trouverait difficilement place dans cet ouvrage.

Ce qu'il importe de faire observer c'est que cet habile ingénieur a pressenti toutes les dispositions que l'on pourrait donner au nouveau moteur, et qu'il les a toutes indiquées en examinant leur mode particulier d'emploi.

Il a eu aussi le mérite de fixer les constructeurs sur les meilleures conditions à remplir pour l'admission de l'eau, afin d'arriver au maximum d'effet utile. C'est, si l'on veut, les recherches de Borda et de Navier mises à profit et rapprochées davantage de l'application.

La Société d'Encouragement tint parfaitement compte des travaux de Burdin en lui décernant une médaille d'or, d'une valeur de 2000 francs, réservant le prix complet à celui qui présenterait des applications réelles, conformément à son programme.

En résumé, à partir des recherches dues à ces savants mathématiciens, nous n'avons guère à considérer pour l'étude des machines dites turbines que celles où l'eau, au lieu d'agir par percussion, comme les roues à cuiller, à cuves, etc., ou par pure réaction, comme les roues d'Euler, de Mannoury d'Ectot, etc., où l'eau, disons-nous, agit par pression, mais est admise, autant que possible, sans chocs et doit en sortir sans vitesse.

C'était là le principe des autres moteurs hydrauliques, et c'est encore celui des turbines, posé et développé par ces hommes de génie.

Le premier moteur sérieux et véritablement pratique, dans le genre *turbine*, est celui de M. Fourneyron, qui, ancien élève de Burdin, a mis si habilement ses leçons en pratique.

C'est la machine dont nous devons nous occuper maintenant, et avec des détails autant circonstanciés que possible.

Nous allions dire que c'est le premier brevet qui ait été pris pour une turbine proprement dite : c'est bien en effet le premier que l'on trouve sous cette désignation dans la nombreuse liste des brevets délivrés en France depuis 1791 ; mais il a été précédé d'un autre privilége demandé en 1830, ayant pour objet un moteur hydraulique à axe vertical, fonctionnant, en un mot, comme une turbine, quoique bien loin d'en avoir les mérites.

Cependant son auteur, M. Laborde, ancien mécanicien très-intelligent, était un ingénieur trop connu et trop respectable pour que nous ne disions pas quelques mots de ses tentatives à cet égard.

ROUE LABORDE

Le moteur de M. Laborde se composait d'un plateau monté sur un axe vertical, et tournant au-dessus d'un récipient cylindrique fixe, recevant l'eau d'amont par un conduit et la laissant s'écouler en aval par un deuxième conduit.

Le plateau tournant était muni d'une palette en équerre montée à charnière et dont la partie agissante était perpendiculaire au plan du disque.

Or, cette palette, *traînant* dans le récipient, rencontrait à chaque tour une partie en saillie qui la forçait de se relever, puis elle retombait aussitôt, ayant passé la saillie.

Voici quel était le jeu de cet appareil.

L'eau admise dans le récipient exerçait sa pression également contre la saillie et contre la palette du disque mobile; mais la saillie étant fixe créait un point d'appui à l'eau, laquelle poussait alors la palette devant elle et entraînait, par conséquent, le disque et son axe dans le mouvement de rotation. On comprend que l'articulation de la palette avait justement pour objet de la faire s'effacer chaque fois qu'elle rencontrait la saillie fixe.

Quoique cette machine soit pour ainsi dire oubliée aujourd'hui, elle a néanmoins été exécutée, et publiée avec détails dans le journal *l'Industriel*, vol. IX, n° 1, vers l'année 1831. Nous n'avons donc pas cru utile d'en donner un dessin.

FIN DU CHAPITRE SEPTIÈME.

CHAPITRE VIII

TURBINES CENTRIFUGES, DITES TURBINES FOURNEYRON

DÉPENSANT L'EAU HORIZONTALEMENT

Par **M. FOURNEYRON**, ingénieur à Paris

(FIG. 1 A 5, PL. 14)

Si les moteurs hydrauliques, roues horizontales ou turbines, que nous avons vus jusqu'ici, ont fourni à plusieurs de leurs auteurs l'occasion d'exposer la théorie qui soit applicable à ce mode particulier d'emploi de l'eau comme force motrice, on peut affirmer que la turbine dont nous avons à nous occuper actuellement est la première qui ait été employée avec un véritable succès, et qui soit parvenue jusqu'à ce jour sans modification dans ses principes constitutifs; ces principes possédaient donc dès l'origine toutes les qualités qui en font aujourd'hui l'un des moteurs les plus parfaits.

M. Fourneyron peut donc être considéré comme l'inventeur et le propagateur des turbines en général, comme M. Burdin, dont il était le digne élève, a eu le mérite, par ses études théoriques, d'en poser, un des premiers, les bases sérieuses. Nous avons déjà énuméré les travaux de Burdin, et l'on peut se rappeler qu'ils lui ont valu de la part de la Société d'encouragement une médaille d'or du prix de 2,000 fr. Mais M. Fourneyron a obtenu seul le prix complet de 6,000 fr., attribué par cette savante Société à l'auteur de la meilleure application en grand des roues à palettes courbes de Bélidor.

En se présentant au concours, M. Fourneyron possédait trois machines exécutées, dont l'une depuis 1827. C'était, du reste, l'une des conditions imposées à ceux qui voudraient concourir d'avoir au moins deux appareils fonctionnant et susceptibles, par leurs conditions, de rendre bien appréciable la valeur de leur effet.

C'est la description de ces trois turbines, et un mémoire relatif à la théorie de ce genre de moteur, que M. Fourneyron a présentés à la Société d'encouragement, qui a fait l'insertion de ce travail dans son 33e *Bulletin* (année 1834).

M. Fourneyron s'était alors réservé le droit exclusif de construire sa turbine, par un brevet d'invention de quinze ans, qui lui a été délivré le 24 octobre 1832, sous le titre de : *Turbine Fourneyron, ou roue à pression universelle et continue.*

Nous donnons plus loin une relation succincte de ces premières turbines, et qui

sera bien comprise seulement après la description de l'une de celles établies plus récemment à Saint-Maur, où il s'en trouve quatre semblables faisant mouvoir chacune 10 paires de meules à l'anglaise dans le même bâtiment (1).

NOTIONS PRÉLIMINAIRES

Mode d'action de l'eau. — Avec les moteurs que nous avons eu à mentionner jusqu'ici dans le genre turbine, on a vu que l'eau agissait généralement par chocs et d'autres fois par réaction, comme avec les machines d'Euler et de Maunoury d'Ectot.

Avec les moteurs *à chocs*, l'eau agit le plus souvent sur une partie seulement de la circonférence, soit même sur un seul point; et, dans tous les cas, on ne peut guère compter, comme effet rendu, que celui résultant de la première action de l'eau sur les palettes ou aubes, à cause du désordre des filets fluides qui s'éparpillent, rejaillissent, en un mot n'ont plus rien de commun avec le moteur sur lequel ils devraient continuer d'agir par leur poids en marchant avec lui pendant un certain temps.

C'est donc à cause de cette condition défavorable que l'on avait cherché à employer l'eau par réaction où il n'y a aucun choc.

On a vu que les travaux de M. Burdin ont indiqué une tendance marquée à l'emploi de moteurs utilisant l'eau sans chocs, et pourtant autrement que par réaction: telle était la roue de Pont-Gibaud (p. 270), ayant des couloirs sur lesquels l'eau devait descendre et agir par son poids simple, sans choquer les aubes à son entrée, moyennant que les choses soient disposées suivant certaines règles indiquées par la théorie.

Seulement l'injection était encore partielle, quoique M. Burdin ait pensé à une injection totale et qu'il en ait fait une légère indication par son dessin de turbine immergée (p. 272).

M. Fourneyron a ainsi raisonné pour expliquer le principe de sa nouvelle machine: « L'action du fluide doit être continue, sans chocs, et autant que possible être divisée par filets minces, attendu que ce qui est vrai pour un simple élément cesse de l'être pour une lame d'eau d'une certaine épaisseur dont un petit nombre relatif, seulement, de molécules constitutives se trouvent en contact avec les parois de l'aubage. »

Par conséquent, il a disposé une couronne horizontale divisée par des cloisons ou aubes courbes, assez rapprochées les unes des autres pour ne donner passage qu'à une veine fluide très-mince, comparativement au pourtour entier de la roue. Celle-ci entoure une pièce circulaire et fixe qui laisse échapper par toute sa circonférence des filets d'eau dirigés de façon à rencontrer convenablement les aubes de la couronne mobile.

(1) Ces meules sont commandées par des courroies à la partie supérieure. Les dessins et la description en sont donnés dans le x[e] vol. de la *Publication industrielle* des machines, outils et appareils.

L'action motrice de l'eau étant répartie sur une circonférence entière, il en résulte d'abord une parfaite égalité de l'action comme équilibre de toute la machine; mais ensuite il devient possible d'obtenir un moteur capable de servir de récepteur à une grande puissance avec de faibles dimensions.

Le passage de l'eau au travers des aubes mérite un examen tout spécial si l'on veut surtout en faire la comparaison avec les autres moteurs.

Au moment du départ, ou de la mise en train de la turbine, les filets fluides venant rencontrer des aubes immobiles, il en résulte un choc initial sous l'influence duquel la roue commence à se déplacer. Lorsque sa vitesse de rotation a atteint un certain degré, qui sera celui pour lequel la turbine a été calculée et à partir duquel la vitesse cesse de s'accélérer, les veines fluides ne choquent plus les aubes; elles les rencontrent suivant une direction qui est la résultante de leurs vitesses réciproques; leur changement de direction s'effectue insensiblement, et l'action de l'eau sur une aube devient une simple pression résultant à la fois du changement de direction successif sur l'aube courbe et de la force centrifuge, nouvelle action qui se développe au fur et à mesure que la machine tourne plus rapidement sur elle-même.

Lorsque l'eau est parvenue à l'extrémité de l'aube, elle possède encore la vitesse absolue avec laquelle elle l'a parcourue; mais l'aube étant elle-même en mouvement, la vitesse réelle de l'eau peut se rapprocher d'être nulle, ce qui devrait être pour obtenir le maximum d'effet utile. Du reste, la direction du dernier élément courbe des aubes est telle que les filets d'eau à leur sortie forment un angle très-faible avec la circonférence : ou, pour rendre plus sensible le but que l'on s'est proposé, leur direction est presque la même que la tangente au point de sortie, et les vitesses de ce point, comme appartenant à la roue, et celle de l'eau, sont dirigées en sens contraire, ce qui, dans le cas de l'égalité des deux vitesses, produirait l'annulation de celle de l'eau.

Tels sont donc, dans leur ensemble, les phénomènes principaux qui s'accomplissent dans le mouvement de la turbine centrifuge. Ils sont parfaitement distincts de ceux relatifs aux anciennes roues horizontales à chocs ou à réaction.

Cependant pour dire que les choses se passent ainsi, il faut supposer que les conditions de marche, pour lesquelles une turbine a été établie, ne changent pas; attendu que, pour profiter de l'action motrice du plus grand nombre possible de molécules d'eau, il faut que l'intervalle des aubes soit convenablement rempli, et que la dépense soit par cela même déterminée et constante; d'autre part, la chute demanderait également d'être d'une certaine fixité, afin que les vitesses de l'eau et de la turbine conservent entre elles une relation correspondant au maximum d'effet.

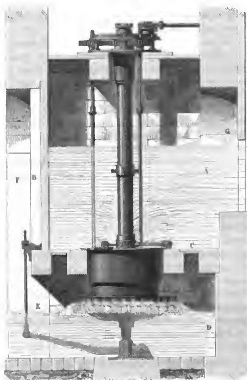
Néanmoins, l'un des plus grands avantages de la turbine, en général, étant précisément de pouvoir conserver son mouvement, malgré de très-grandes variations de chute, ce qui entraîne presque inévitablement des variations de dépense, on a dû chercher à modifier la construction de ce moteur d'une telle façon, qu'il rende dans tous les cas un effet utile suffisant, remarque surtout importante dans le mo-

ment des petites eaux où l'on a besoin de tirer le meilleur parti possible de la force disponible.

De là l'application de vannages régulateurs permettant de modifier les orifices d'aubages et d'autres dispositions dont il sera parlé en son lieu.

De là encore des études faites en vue de donner aux aubes directrices et conductrices une forme qui soit, en quelque sorte, correspondante à la moyenne des conditions diverses où doit se trouver la turbine, et convenable surtout pour celles des situations où l'on veut obtenir le plus fort rendement.

Fig. 51.



Établissement de la turbine. — Avant d'entrer dans le détail des organes qui composent ce remarquable moteur, il est utile de faire connaître la disposition que l'on adopte pour son établissement comme travaux de maçonnerie et de char-

pente, et qui constituent la séparation des canaux d'arrivée et de fuite. Excepté les roues du Basacle (p. 256), dont l'établissement a quelque analogie avec celui de la turbine qui nous occupe, les autres roues citées précédemment, recevant généralement leur eau par un conduit fermé ou une rigole et sur une partie seulement de leur pourtour, sont complétement hors de l'eau.

La turbine Fourneyron est, au contraire, entièrement couverte d'eau et même souvent immergée; il s'ensuit que son établissement exige une construction spéciale, mais qui est employée maintenant avec la plupart des turbines modernes, ce qui nous engage d'autant plus à nous arrêter un instant sur ce point.

Comme les dimensions de nos planches n'auraient pas permis de reproduire la turbine dans l'ensemble complet de son établissement à une échelle suffisamment grande, nous avons représenté cet ensemble à l'aide de la fig. 51, qui précède, et qui peut en donner une idée suffisamment exacte.

Le canal A d'arrivée ou d'amont étant prolongé dans l'intérieur du bâtiment de l'usine, comme s'il devait le traverser entièrement, on l'arrête par un barrage en charpente B raccordé avec les murs latéraux F et avec un plancher C formant en quelque sorte le prolongement du fond du canal, et dont la position de distance entre les deux niveaux dépend des dimensions mêmes des pièces du mécanisme, ainsi que nous le verrons plus loin.

Le bief inférieur E vient également établir son niveau au-dessous du plancher C, et se trouve limité par un mur D d'où part le plancher, et qui barre le canal inférieur comme l'est celui supérieur par le barrage B.

Par conséquent, l'eau amenée continuellement par le canal supérieur n'a d'autre issue que de traverser le cylindre en fonte qui se trouve fixé au plancher C et au-dessous duquel la turbine est placée.

Sans entrer dans de plus grands détails sur ce point, quant à présent, ce qu'il importait de faire ressortir, c'est le mode de retenue de l'eau pour lui faire établir librement son niveau au-dessus de la turbine. L'espace ainsi réservé au-dessus du plancher C prend le nom de *chambre d'eau*, et avec d'autant plus de raison que l'on place presque toujours à une certaine distance, en amont, une vanne G que l'on abaisse pour clore complétement cette chambre et la mettre à sec lorsqu'on veut visiter la turbine.

Nous retrouverons cette disposition pour la plupart des turbines qui reçoivent l'eau sur tout leur pourtour à la fois. Mais pour les grandes chutes, un réservoir en fonte, hermétiquement clos, constitue la chambre d'eau qui ne possède alors qu'une fraction de la hauteur totale de la chute.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

La fig. 1 de la planche 14 représente la turbine en élévation extérieure, la maçonnerie seule en coupe suivant l'axe de la machine;

La fig. 2 en est une vue complétement en coupe verticale, suivant l'axe de rotation et perpendiculairement à la vue précédente;

Les fig. 3 et 4 représentent la turbine proprement dite, détachée de l'ensemble, en coupe verticale et en projection horizontale, partie en vue extérieure et partie en coupe;

La fig. 5 est une projection horizontale du mécanisme qui sert à faire mouvoir le vannage.

Ensemble du mécanisme. — Le moteur est composé de deux parties principales qui sont :

1° Un disque A ou roue tournante, qui constitue le récepteur, portant la couronne des aubes sur lesquelles l'action de l'eau s'exerce;

2° Un plateau B, fixe et garni de cloisons ayant pour fonction de diriger le fluide sur l'aubage du récepteur.

La roue mobile se compose d'abord d'un disque circulaire en fonte A, présentant à sa circonférence une partie plate annulaire, et, en dedans de cet anneau, une forme concave à peu près en cuvette; son centre est garni d'un moyeu pour le montage de la pièce sur l'arbre vertical C, qui tourne avec la turbine et transmet sa puissance. Cet arbre repose par son pivot sur une crapaudine H, que nous décrivons plus loin, et est guidé en divers points de sa hauteur.

La partie plate du disque A est destinée à recevoir les aubes *a* en tôle, qui se trouvent montées entre elle et un anneau isolé A', exactement de même dimension.

Le plateau B des directrices est maintenu fixe à l'intérieur de la turbine, de façon que sa face supérieure affleure celle du disque A et qu'il lui reste très-exactement concentrique. Pour être ainsi indépendant des pièces mobiles, il est monté par un haut moyeu *b*, fondu avec lui, sur un manchon en fonte D, ayant assez exactement la forme d'un tuyau, qui entoure l'arbre C dans toute sa hauteur, au moins jusqu'à la plaque E qui porte le mécanisme du vannage, et où il est lui-même invariablement fixé. Il est donc en quelque sorte suspendu et bien guidé en divers points de sa hauteur et reste complétement fixe en isolant aussi l'eau de l'arbre tournant.

Le plateau B, dont on vient de voir le mode de fixation, est garni d'une série d'aubes *c* et *c'*, dont les unes partent du moyeu et les autres sont d'un développement moindre; elles affectent toutes une courbure dirigée dans le sens convenable pour que le dernier élément soit presque normal à celui concave des aubes (voir fig. 4).

Ce plateau B, muni de ses directrices, est entouré par un cylindre en fonte F, dont la fonction consiste à former un vannage direct à la turbine.

Il doit s'élever ou s'abaisser en glissant sur le pourtour des aubes *c* en même temps qu'à l'intérieur d'une bâche cylindrique en fonte G, laquelle étant fixée au fond de la chambre d'eau forme le premier orifice d'introduction de l'eau sur la turbine. Les mouvements de levée ou d'abaissement de la vanne sont donnés à la main à l'aide d'un mécanisme spécial, établi sur le plancher supérieur I, auquel ce cylindre-vanne est rattaché par des tiges verticales.

La jonction de la vanne F avec le cylindre G est faite de façon à laisser le glissement libre tout en empêchant la fuite de l'eau, à laquelle ces deux

pièces servent exclusivement de conduit pour arriver aux orifices distributeurs.

Lorsque la turbine est arrêtée, la vanne cylindrique F coïncide exactement par son bord inférieur avec le fond fixe B sur lequel l'eau privée d'écoulement se maintient parfaitement immobile.

Mais si l'on élève ce vannage, l'eau pouvant s'échapper s'écoule par les orifices démasqués avec la vitesse due à la hauteur du niveau au-dessus du fond fixe, et en changeant de direction pour suivre les aubes courbes de la turbine elle y exerce une pression, continue comme l'écoulement, d'où naît en définitive le mouvement de la turbine et la puissance qu'elle est capable de transmettre.

On devra remarquer que le vannage cylindrique n'entoure pas simplement les aubes directrices, et qu'il est garni de coins en bois *d* qui s'ajustent dans les intervalles de ces aubes. Ces coins ont surtout pour objet de constituer une paroi d'une épaisseur suffisante pour y former un arrondi très-prononcé à l'intérieur afin que le fluide n'y éprouve pas de contraction et s'écoule en remplissant complétement l'orifice.

Ce que l'on évite ainsi à l'égard des orifices distributeurs existait pour la turbine chaque fois que la vanne n'était pas à son maximum de levée et que son bord inférieur ne coïncidait pas avec le haut de l'aubage, soit avec la paroi A'. Aussi pour atténuer cette situation défavorable, l'auteur a divisé l'intérieur de l'aubage de la turbine en trois parties par deux cloisons *e* de façon à former en quelque sorte trois récepteurs de capacités différentes, pouvant correspondre à autant de volumes d'eaux différents, et avec lesquels on doit mettre la vanne en rapport en la faisant coïncider autant que possible avec chacune de ces cloisons suivant la demande.

Nous avons dit que ce que l'on recherche surtout dans un moteur hydraulique c'est qu'il utilise bien les petites eaux, alors que l'on a le plus de difficulté à marcher par la réduction de la force motrice. Or, si la turbine doit marcher, la vanne en partie baissée et l'aubage sans cloisons intermédiaires, il est clair que le fluide arrivant subitement dans un espace plus grand que l'orifice qui le fournit, il s'en suit une déviation désordonnée de la veine, et que l'action des filets contre les aubes est en partie annulée. En d'autres termes, lorsque l'eau ne remplit pas complétement l'intervalle des aubes, qu'elle ne coule pas *à gueule-bée,* une grande partie des filets fluides peut s'échapper sans avoir rencontré le récepteur, d'où il s'ensuit une perte d'effet utile correspondante.

Nous verrons que c'est du reste une des principales difficultés de la construction des turbines, et celle qui a le plus occupé les praticiens qui ont étudié cette branche de la mécanique, soit :

Mettre les orifices récepteurs d'une turbine en rapport constant avec la dépense.

Nous aurons souvent à revenir sur ce point important.

Maintenant que nous sommes arrivés à expliquer la fonction générale de la turbine Fourneyron, examinons-la sous le point de vue de ses détails de construction.

DÉTAILS DE LA CONSTRUCTION

Roue mobile, aubage. — Le plateau A, qui forme en quelque sorte l'organe par lequel la turbine est reliée à l'arbre comme le croisillon d'une roue d'engrenage, n'est pas évidé comme dans ce dernier cas et doit même présenter une surface bien lisse afin de ne créer aucune résistance dans l'eau, en raison du rapide mouvement de rotation, si la turbine vient à être noyée, ce qui a lieu généralement, et qui convient même davantage à la marche de ce système.

Il est solidement claveté sur l'arbre vertical C qu'il doit entraîner. Mais comme il subit aussi une forte pression de haut en bas, on a dû en disposer le montage sur l'arbre de façon à résister complétement à la tendance qu'il pourrait avoir sous cette pression de glisser verticalement, en faisant céder le serrage des clavettes.

Pour cela faire l'auteur a pratiqué dans l'arbre une gorge rectangulaire afin de recevoir une bague *f* en deux parties (pour pouvoir la mettre en place); l'extérieur de cette virole est tourné conique et forme une saillie qui pénètre et s'ajuste dans le moyeu A. C'est en résumé une véritable embase rapportée, sur laquelle le moyeu du plateau A vient reposer. En rapportant cette embase après coup on peut mettre la turbine à sa place en l'introduisant par la partie inférieure de l'arbre; et s'il s'agit d'un démontage accidentel on n'a pas autre chose à faire, après avoir passé des étais pour soutenir l'arbre par sa partie supérieure, que de remonter un peu la turbine pour en dégager la bague, retirer celle-ci, démonter la crapaudine et descendre alors complétement la turbine, sans rien démonter des autres parties du mécanisme.

Une partie de cette opération se fait lorsqu'il s'agit de nettoyer la turbine et la débarrasser des corps étrangers qui peuvent s'introduire dans la partie en cuvette du plateau A. Mais comme il suffit pour cela d'abaisser un peu la turbine (après avoir descendu complétement la vanne F) on ne démonte pas la crapaudine; et lorsqu'elle est abaissée de façon que l'aubage soit au-dessous des orifices distributeurs, on introduit entre les aubes un instrument quelconque à l'aide duquel on amène les corps étrangers qui se trouvent dans la cuvette pour les faire sortir par les trous *g* ménagés à cet effet.

Chacune des aubes *a*, formée d'une tôle cintrée, est munie d'une plate-bande rivée d'équerre sur le champ de façon à former à leur partie inférieure un double rebord par lequel on fixe l'aube sur la partie annulaire du plateau A par des boulons ou des rivets.

Ensuite pour réunir la couronne plate A′ avec les aubes on a découpé leurs bords suivant des tenons rectangulaires qui entrent dans des mortaises pratiquées dans la couronne A et sont ensuite rivés extérieurement.

Les cloisons *e* qui divisent l'aubage dans le sens de la hauteur sont des tôles découpées suivant la forme que présente l'intervalle de deux aubes. On les main-

tient en place tout simplement par de petites équerres en fer isolées l'une de l'autre, et rivées à la fois sur les deux parties.

Plateau des directrices et vannage. — Le plateau B qui porte les directrices est aussi en fonte. Il est monté par sa douille centrale *b* sur le canon D, fixe, et à l'intérieur duquel tourne l'arbre; le moyen de l'y fixer est le même que pour la turbine, et la bague conique *h* y remplit un rôle important à cause de la colonne d'eau qui pèse sur le plateau de toute son intensité.

Nous avons vu que les aubes directrices formaient deux séries *c* et *c'* d'inégal développement; les premiers partent de la douille *b*, et les autres s'arrêtent au tiers environ du plateau A. La raison en est tout simplement que si toutes étaient prolongées jusqu'au moyeu avec leur nombre restant le même et tel qu'on a cru devoir l'adopter, elles deviendraient trop serrées et présenteraient à l'eau des cheminements de section trop inégale, tandis que dans la portion où toutes les aubes existent leur écartement est sensiblement le même à l'entrée qu'à la sortie.

La réunion de ces aubes avec le plateau se fait de la même façon que pour celles de la turbine. Celles qui rejoignent le moyeu y sont arrêtées par des cornières en fer.

On devra remarquer que la partie du plateau où sont fixées les aubes est élégie et remplie de bois suivant l'affleurement général du plateau. Ce mode de disposition a eu sans doute pour but de rendre la surface plus lisse en recouvrant les saillies que présentent les rebords par lesquels sont fixées les aubes.

La vanne F est, comme nous l'avons dit, un cylindre de fonte dont l'épaisseur est uniformément égale à 15 millimètres; il est alésé intérieurement au diamètre du cercle formé par les extrémités des directrices, lequel est plus faible que celui du plateau B de l'épaisseur même du vannage, afin que celui-ci étant abaissé entièrement affleure exactement à la circonférence du plateau.

Le bord supérieur du cylindre F est augmenté extérieurement d'un cordon qui permet d'y tarauder des vis pour retenir un cercle en fer servant à serrer un cuir *i*, dont la section est une équerre.

Ce cuir s'appuie par son contour cylindrique sur la surface intérieure de la bâche G, qui est également alésée; il établit entre les deux parties une garniture bien étanche et empêche la fuite de l'eau, tout en facilitant le mouvement vertical de la vanne.

Les garnitures de bois *d*, qui pénètrent dans les intervalles des directrices sont fixées au cylindre-vanne par des rivets traversant les deux parties. Nous avons dit que ces pièces permettaient, en épaississant la paroi d'évacuation, de pratiquer de forts arrondis à l'intérieur qui empêchent le fluide de se contracter et font opérer la dépense à *gueule-bée*.

Tige creuse supportant le plateau des directrices. — Le canon en fonte D, dont la principale fonction est de supporter le plateau des directrices (voir ci-dessus), doit être lui-même très-solidement suspendu, et maintenu dans une verticalité parfaite, ou mieux encore, tenu rigoureusement concentrique avec la turbine.

A l'égard de la première de ces conditions voici ce qui a lieu.

Le plateau E du mécanisme du vannage est fondu avec un long moyeu *j*, que le canon D traverse en s'y ajustant par le contact de deux saillies alésées ou tournées exactement. A l'entrée supérieure du moyeu on a pratiqué un évasement conique pour y placer encore une bague en fer *k*, sur laquelle le canon D repose alors par un cordon saillant qui lui a été réservé au-dessus, de façon que c'est la bague *k* qui soutient tout le poids du mécanisme et de la colonne d'eau.

Cette bague étant en deux parties, on peut, s'il est nécessaire de le faire, démonter tout le mécanisme du vannage et sa plaque E sans toucher au reste. Pour cela, après avoir démonté les différentes pièces qui le composent, on retire une rondelle *l* qui recouvre la bague *k*, et ensuite celle-ci, en soulevant un peu le canon D; maintenant ce dernier n'étant plus soutenu, on le garde en son état de suspension provisoire, ou on le laisse reposer par sa partie inférieure sur le fond de la turbine.

Nous arrivons aux moyens de tenir le canon D bien centré par rapport à la turbine. A cet effet, on a disposé au-dessus de la bâche G un croisillon composé de trois tringles de fer *m* dont les extrémités sont taraudées dans un collier *n* entourant le canon D. Les autres extrémités des mêmes tringles sont également taraudées et passent dans des oreilles *o*, fixées sur le rebord de la bâche, avec lesquelles ces tringles sont rattachées par deux écrous *m'* comme des boulons à entretoises ordinaires.

Par conséquent, on obtient ainsi, non-seulement la rigidité du collier dans lequel passe le canon D, mais on en règle la position à l'aide des écrous *m'*.

Mécanisme du vannage. — On a vu comment la vanne cylindrique F devait monter ou descendre pour régler l'ouverture des orifices distributeurs, et que cette fonction s'exécutait à la main.

La résistance que l'on éprouve pour faire cette manœuvre se compose des diverses résistances passives résultant du mouvement des organes de transmission et du poids propre de la vanne. Si la turbine est de grande dimension, cette résistance est assez grande et nécessite un mécanisme dont les combinaisons réduisent la vitesse de la levée pour pouvoir agir aisément à la main. De toutes façons, il ne convient guère, hors en cas d'accident, de manœuvrer trop promptement une vanne de mise en train, vu qu'un arrêt trop brusque de l'écoulement de l'eau produirait inévitablement un coup de bélier capable d'occasionner des ruptures; et dans le cas de la mise en train, on sait qu'il y a également danger d'agir dans un temps trop court.

M. Fourneyron a disposé pour cela un mécanisme composé de trois roues droites K, commandées simultanément par une roue centrale L, dont les moyeux sont garnis d'écrous en bronze traversés par des tiges filetées J'; ces dernières sont assemblées en prolongement de celles J qui se rattachent directement à la vanne par les oreilles *p* venues de fonte avec elle.

Or, on comprendra aisément que les roues étant maintenues fixes dans le sens vertical, lorsqu'on les fait tourner, ce sont les tiges filetées qui montent ou descendent avec la vanne et ne tournent pas sur elles-mêmes.

Quant aux détails de la construction et de la commande, voici en quoi ils consistent : chacune des roues à écrous K repose sur un bossage en saillie venu de fonte avec la plaque E et traversé par la tige filetée J'. Quoique le poids propre de tout l'appareil des tiges et de la vanne contribue pour une bonne part à empêcher ces roues de se soulever, elles sont tenues encore entre un cercle de fonte M qui les recouvre, et la plaque E à laquelle ce cercle est fixé par des boulons à entretoises q; des bossages percés lui ont été réservés, comme à la plaque E, pour le passage des tiges filetées. On se trouve ainsi préservé d'un certain effet de soulèvement qui pourrait résulter du passage de l'eau au-dessous de la vanne qui, ainsi qu'on l'a vu, présente une assez forte épaisseur, par les coins d, pour donner prise à la réaction de l'eau.

La roue L, commandant simultanément les trois pignons K, est montée librement sur l'extrémité du canon D qui est tourné dans cette partie et lui forme un guide central de rotation. Pour mettre le mécanisme en mouvement, on agit par l'intermédiaire d'une transmission composée de l'engrenage d'un pignon et vis sans fin et d'un deuxième pignon qui engrène avec la roue centrale L, la commande directe pouvant avoir lieu au moyen d'une manivelle qui serait placée sur l'axe de la vis sans fin.

Pour établir ces organes on a fixé sur la plaque E une petite colonne en fonte N à l'intérieur de laquelle est monté l'axe vertical qui porte le pignon droit O, commandant la roue centrale L, et le pignon P de la vis sans fin Q. L'axe de cette dernière est porté par des consoles venues de fonte avec la colonne N; il porte extérieurement, au lieu d'une manivelle, un pignon droit R engrenant avec un second R' dont l'axe r est destiné, soit à renvoyer la commande du vannage à une certaine distance, soit à correspondre à un régulateur.

En résumé, que l'on agisse sur l'axe r ou directement au moyen d'une manivelle sur l'axe de la vis, on fait mouvoir facilement le vannage dont le poids se trouve infiniment réduit et ramené à l'effort que l'on peut exercer à la main. Nous pouvons même, en passant, donner une idée du rapport existant entre la charge à soulever et l'effort qui peut lui faire équilibre sur une manivelle.

Comparons à cet effet les vitesses de la manivelle et des roues K.

On a d'abord :

Vis sans fin................................	4 filets.
Pignon Q correspondant.....................	40 dents.
Pignon O....................................	18 »
Roue L correspondante (n'est qu'intermédiaire).	81 »
Roues K (des vis J').........................	54 »

D'où la vitesse de rotation des roues K prise pour unité, celle de la manivelle ou de l'axe de la vis sans fin égale

$$1 \times \frac{54}{18} \times \frac{40}{4} = 30.$$

Par conséquent, 30 tours de manivelle correspondent à un tour des roues qui portent les écrous. Il ne reste plus qu'à comparer les chemins réels parcourus dans le même temps par la manivelle et par les vis.

En supposant une manivelle de 0m20 de rayon, le chemin parcouru pour un tour par le point d'application de la force est égal à 1m256, circonférence correspondante.

D'autre part, en admettant que le pas des vis J' soit égal à 30 millim., avec deux filets, ce serait la quantité dont la vanne se lève ou se baisse pour chaque tour des roues K.

Donc, en comparant, on trouve pour le rapport théorique cherché :

$$\frac{1^{m}256 \times 30}{0^{m}030} = 1256.$$

Ce rapport est donc le diviseur théorique de la résistance qu'oppose la vanne dans le mouvement de sa levée; mais, à cause de toutes les résistances passives, et particulièrement du frottement des vis dans leurs écrous, il faut compter sur le quart environ du rapport théorique, et admettre, en résumé, que la main doit exercer la 300e partie de la résistance du mouvement de la vanne.

Remarquons encore que, la hauteur totale de la couronne des aubes étant égale à 26 centimètres, et les vis élevant la vanne de 3 centimètres par tour, il faut environ 9 tours de vis et 270 de la manivelle pour lever la vanne complétement.

Il ressort de ces éclaircissements que, si cette vanne ne devait être manœuvrée qu'à la main, il n'eût pas été nécessaire d'établir un aussi grand rapport entre les vitesses extrêmes de ce mécanisme, et que la main est capable d'opérer en beaucoup moins de temps. Mais un régulateur étant spécialement adapté à ce mécanisme, il était indispensable de lui donner une grande légèreté.

Arbre moteur, pivot et crapaudine. — L'arbre C, sur lequel la turbine est montée et qui tourne avec elle, est en fonte de fer, tourné aux endroits des ajustements à 175 millimètres de diamètre. Sa hauteur, depuis le pivot jusqu'au manchon S par lequel il est relié à un axe de prolongement, est égale à 6m60 environ.

Les guides principaux de cet axe sont la crapaudine et un coussinet en bronze *s* ajusté au sommet du canon de fonte D. Mais à cause de la grande longueur, d'où il pourrait résulter une certaine vibration, on a cru convenable de le guider encore vers le milieu de sa longueur au moyen d'une bague *t* tenue à sa place et au centre par quatre vis *u*, taraudées dans le canon D et munies de contre-écrous.

Le plus important de ces guides est évidemment la crapaudine H et son pivot, auxquels l'auteur a donné tous ses soins pour remplir la double condition d'être toujours bien et facilement graissés et de permettre de soulever l'arbre et tout son équipage.

Nous ne pouvons certainement pas en donner ici une description aussi complète que le mériterait cette disposition à cause de l'exiguïté des figures de notre dessin (nous renvoyons au XIe vol. de la *Publication industrielle* où ce mécanisme se trouve décrit dans tous ses détails); nous allons, néanmoins, essayer d'en donner une idée.

La crapaudine H est à peu près formée de deux moitiés de cylindres creux réunies par des boulons et fondues avec une semelle pour reposer solidement sur la maçonnerie. A l'intérieur de ces deux moitiés ainsi réunies est une garniture de bronze dans laquelle peut monter ou descendre une pièce v, extérieurement cylindrique. Cette dernière est garnie à sa partie supérieure d'un grain d'acier x dont le dessus est tourné en *goutte de suif* et reçoit le bout de l'arbre, lui-même terminé par une rondelle d'acier x'. C'est donc par ces deux pièces x et x' que s'établit le contact de l'arbre et le frottement dû au mouvement de rotation.

Ici, le pivot ne pénétrant point dans un gobelet qui puisse le guider latéralement, l'arbre est garni d'une virole en bronze y qui descend en contre-bas du grain x et le tient complétement renfermé : c'est l'inverse d'un pivot ordinaire. Cette forme a été imaginée en vue de la retenue de l'huile, comme nous le dirons plus bas.

La pièce cylindrique v étant celle qui porte exclusivement la charge, elle est traversée par un long levier T qui prend son point d'appui sur le siége H de la crapaudine.

Ce levier remplit une même fonction que celui dont il a été question précédemment (page 256) à l'égard des roues à cuves montées aux moulins de Toulouse, mais avec toute la différence résultant d'un immense progrès accompli comme construction de détail.

Il a encore pour objet de soulever la turbine et son axe; mais ici, il sert principalement à régler la position de la turbine avec ses directrices, au lieu que dans le premier cas c'était pour régler l'écartement des meules, dont l'une était montée solidairement avec l'arbre du moteur.

La partie du levier T, engagée dans la boîte v, présente une courbe saillante, de façon que dans ses diverses positions le contact avec la pièce soulevée ait toujours lieu sous le centre même. Pour soulever la turbine ou l'abaisser, on agit sur un écrou double appartenant à une tige verticale dont l'extrémité inférieure est assemblée par articulation avec celle du levier; cet écrou est maintenu de façon à rester toujours fixe dans le sens vertical, et fonctionne, du reste, exactement comme ceux du vannage. Il est placé tout à fait hors de l'eau, à la hauteur du bâti en charpente formant le fond de la chambre d'eau. (Voir la vignette précédente fig. 51.)

L'huile nécessaire au graissage est amenée d'un réservoir placé beaucoup plus haut que le pivot par un tube z qui, se recourbant horizontalement pour passer au-dessous du fond du bief inférieur, débouche dans le fond du cylindre ou gobelet v auquel on a ménagé des vides au-dessous et au-dessus de la mortaise que traverse le levier T. Le vide inférieur étant mis en communication avec l'autre par des trous pratiqués de chaque côté de la mortaise, l'huile remplit ces deux vides, sollicitée constamment par la pression due à la hauteur où se trouve placé le réservoir qui l'a fournie.

Mais le vide supérieur est justement clos par le grain x; et comme on a pratiqué des saignées à la circonférence de ce dernier, l'huile par sa pression y passe et parvient aux surfaces en contact. Une ouverture spéciale, ménagée dans l'arbre C, au-

dessus de sa garniture d'acier x', permet l'évacuation de l'huile, qui doit nécessairement se renouveler au fur et à mesure et être remplacée par de nouvelle huile toute fraîche.

TURBINES PRÉSENTÉES A LA SOCIÉTÉ D'ENCOURAGEMENT

Nous avons dit qu'au moment du concours, ou plutôt à l'époque où M. Fourneyron s'y est présenté, cet ingénieur avait déjà construit trois turbines qui fonctionnaient d'une manière assez satisfaisante pour donner une idée exacte des services que pouvait rendre ce nouveau genre de moteur.

La première avait été établie, en 1827, à Pont-sur-l'Ognon (département de la Haute-Saône), où, destinée d'abord à des expériences, elle fut ensuite reconnue capable de conduire un atelier qui comprenait une scierie, un tour et une forte meule.

Plus tard, en 1830, une deuxième fut établie à Dampierre, pour mettre en mouvement la soufflerie des forges de Fraisans.

Enfin, le propriétaire de ces mêmes forges, satisfait du résultat obtenu, en commanda une plus puissante pour remplacer un moteur existant, et cette troisième turbine, dite de *Fraisans*, fut capable d'une puissance de 50 chevaux.

La première turbine (de Pont-sur-l'Ognon) a été soumise, au moment même de son établissement, à un assez grand nombre d'expériences dont nous devons donner ici le résumé.

Une première série d'expériences a été faite en faisant marcher la turbine hors de l'eau ou non immergée. (On s'était réservé la faculté de noyer ou de dénoyer la turbine à l'aide de deux vannes, l'une placée en amont et l'autre en aval, lesquelles permettaient d'entretenir le niveau inférieur au-dessous de la chambre d'eau à telle hauteur qu'on le désirait.)

Dans cette première série, la chute a varié de 1^m40 à 1^m21, et la dépense de 703 à 384 litres.

La vitesse de rotation a été réglée de 94 à 50 révolutions par minute.

Et l'effet utile, mesuré au frein de Prony, s'est élevé de 28 à 88 p. 0/0.

Trois autres séries ont été effectuées, la roue successivement immergée de 0^m65, 0^m51, 0^m30 et 0^m25.

Dans les trois derniers cas la vitesse a été maintenue entre 42 et 82 tours, et l'effet utile mesuré s'est trouvé varier de 51 à 87 p. 0/0.

L'étude comparative de ces expériences a permis d'en déduire les remarques suivantes :

1° La roue immergée ou non fournit à peu près la même quantité relative d'effet utile, car dans l'une des expériences la roue n'étant pas immergée a donné 0,88 de l'effet théorique, et immergée de 0^m51 et de 0^m25 à 0^m30, elle a fourni 0,80 et 0,87 d'effet utile ;

2° La chute restant la même, et l'orifice d'écoulement constant, la dépense d'eau a diminué comme la vitesse de la turbine.

Cette dernière remarque se rapporte à l'effet de la force centrifuge sur laquelle M. Fourneyron a parfaitement compté, du reste, en cherchant à établir la formule de l'effet utile théorique.

Les autres déductions se sont également confirmées depuis, d'où il résulte que la turbine d'essai possédait tous les éléments que renferment les turbines de construction récente.

Il a été, en effet, bien reconnu depuis que l'effet utile fourni par la turbine centrifuge Fourneyron ne change pas notablement lorsque la vitesse de rotation varie légèrement en deçà et au-delà de celle qui correspond au maximum d'effet, laquelle semble correspondre, ainsi qu'on le verra plus loin, aux 6/10 de celle de l'eau.

D'autre part, la dépense augmente avec la vitesse de rotation jusqu'au point de dépasser la valeur qu'elle devrait avoir en vertu de la section de l'orifice total d'évacuation et de la vitesse théorique V, ce qui indique évidemment une augmentation de celle-ci.

Cette dernière observation mérite d'être prise en considération sous le rapport de l'évaluation du rendement attribué aux turbines.

En effet, nous voyons des hommes expérimentés, tels que M. Fourneyron, ne pas vouloir promettre plus de 0,70 d'effet utile, nonobstant quelques expériences qui indiquaient des chiffres beaucoup plus élevés, comme 80 et 88 p. 0/0.

Et, d'autre part, des personnes ayant aussi imaginé des perfectionnements dans les turbines, les ont soumises à l'expérience et disent avoir constamment trouvé ces rendements exceptionnels de 75 à 80 p. 0/0.

Il est à peu près certain que ces chiffres élevés, donnés, du reste, de bonne foi, sont erronés, et que l'erreur provient du mode de jaugeage adopté pour estimer la quantité d'eau dépensée.

En présence de ce fait, que les orifices, dépensant sous l'action combinée de la vitesse simple de l'eau et de la force centrifuge, sont capables de fournir un débit même plus élevé que celui que l'on trouverait avec le coefficient égal à 1, il nous semble qu'il serait indispensable, pour arriver à la vérité, de mesurer directement les volumes d'eau écoulés autrement que par les orifices mêmes de la turbine, soit de l'anneau mobile, soit des orifices distributeurs, et même, s'il était possible, autrement que par des vannes de charge ou en déversoir, dans l'incertitude du véritable coefficient de contraction à employer.

On pourrait demander alors quel mode adopter, puisque les moyens connus et habituels n'offrent pas toute l'exactitude désirable?

Par exemple, ne serait-il pas essentiel, pour une expérience, de recueillir pendant un certain temps, dans une capacité jaugée d'avance, l'eau sortant de la turbine, et connaître exactement le volume d'eau écoulé indépendamment de tout coefficient de contraction ou d'influences de formes d'orifices quelconques?

C'est ce que nous croyons possible dans beaucoup de cas; ce serait surtout utile

dans l'intérêt de l'industrie, pour éviter les avis contradictoires qui se heurtent tous les jours, même de la part des personnes de bonne foi et d'égales capacités.

En revenant aux trois turbines dont nous avons parlé, nous ajouterons seulement pour celle dite de Fraisans, quelques notes sur ses dimensions.

Elle a été établie pour marcher sous une chute extrêmement variable, qui de 1m 40 environ s'est réduite parfois à 0m 227.

La dépense n'est pas moins variable et passe de 1m.c. 50 à 5 mètres cubes par 1".

Pour correspondre autant que possible à la meilleure de ces conditions différentes, le constructeur a donné à l'anneau mobile 2m 90 extérieurement, et 2m 40 à l'intérieur, ce qui laisse 0m 25 à la largeur de l'aubage, dont la hauteur est de 0m 36.

Les aubes réceptrices sont au nombre de 36 correspondant à 12 directrices.

Cette turbine, la plus puissante des roues horizontales qui aient été établies jusqu'à cette époque, pouvait donc, dans des circonstances moyennes, développer une puissance effective de 50 chevaux-mécaniques.

Quant à la turbine de Dampierre, elle représente un type différent, bien que semblable par l'organe principal, c'est-à-dire la roue réceptrice. Nous devons nous y arrêter d'une manière toute spéciale.

Turbine dite de Dampierre. — A part le récepteur direct ou la roue tournante, proprement dite, l'ensemble du moteur présentait une propriété bien remarquable, et qui n'a pas peu contribué à étendre davantage l'emploi des turbines.

Comme celle-ci devait fonctionner sous une chute variable de 3 à 6 mètres de hauteur, son auteur eut l'heureuse idée de lui constituer une chambre d'eau en forme de vase clos, capable de contenir l'eau avec toute la pression due à la hauteur de chute, et permettant, par les dimensions de ce réservoir indépendantes de celle de la chute, de faire l'arbre moteur aussi court que l'on puisse le désirer.

La fig. 52 ci-après représente l'ensemble de la turbine de Dampierre ainsi établie. Elle a 0m 90 de diamètre extérieur, et 0m 62 de diamètre intérieur; elle produit une force de 7 à 8 chevaux.

On ne peut mieux se figurer cette disposition qu'en supposant que l'on ait surélevé le conduit adducteur ou l'embouchure du vannage de la turbine principale (pl. 14) sous la forme d'un cylindre creux A (fig. 52), avec un couvercle fermant hermétiquement et servant de guide supérieur à l'arbre de la turbine.

L'eau fournie par la source, au lieu de venir établir librement son niveau dans le réservoir A, lui est amenée par un conduit B dont l'extrémité supérieure est alors directement ouverte au niveau d'amont.

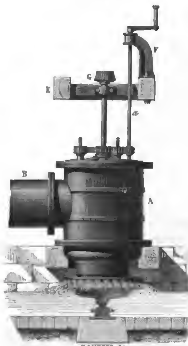
Par conséquent, l'eau remplit le réservoir et en presse les parois intérieures suivant l'élévation du niveau supérieur, et traverse ensuite l'aubage avec toute la vitesse due à sa chute; enfin elle agit tout à fait de même que dans les conditions ordinaires.

L'arbre de la turbine s'appuie sur une crapaudine fixée sur le fond en maçonnerie du bief d'aval, et s'élève à l'intérieur du réservoir A et du manchon creux qui supporte le fond fixe des directrices. Cet arbre creux trouve son point d'appui ou support après une traverse en fonte placée à l'intérieur du réservoir, au-des-

sous de son couvercle. Il traverse ensuite la boîte à étoupes ménagée au centre du couvercle et dont le bouchon sert aussi de noyau pour la rotation de la roue principale du vannage.

La vanne est mise en mouvement, de la même façon qu'on l'a vu précédemment, au moyen de trois vis qui traversent aussi le couvercle du réservoir par des boîtes à étoupes au-dessus desquelles elles portent des pignons qui engrènent avec la roue centrale. Cette dernière est commandée par un autre pignon dont l'axe *a*, muni d'une manivelle, s'élève au-dessus d'un plancher E, où il est guidé par une console en fonte F.

Fig. 52



L'arbre tournant sort seul du réservoir et se trouve guidé à la hauteur du plancher E; il porte au-dessus un pignon G, par lequel on recueille la puissance du moteur. Le réservoir A est composé d'un cylindre de fonte, portant des brides à ses deux extrémités pour fixer le couvercle, et pour fixer aussi l'espèce de culasse inférieure qui se rétrécit suivant une ouverture circulaire à l'intérieur de laquelle

s'ajuste la vanne cylindrique. Le même cylindre principal A est fondu avec une tubulure pour faire le raccordement de la conduite B qui amène l'eau.

Quant à la manière de fixer l'ensemble de l'appareil, on voit que rien n'est plus aisé; que le tout peut aussi bien se placer à l'intérieur même d'un atelier qu'à l'extérieur, pourvu que l'on ménage un conduit d'arrivée d'un développement suffisant et un autre disposé pour l'évacuation, au-dessous de la turbine.

On doit seulement s'arranger pour que la crapaudine du pivot soit établie d'une façon invariable par rapport au réservoir, afin de conserver la rectitude parfaite des centres.

La turbine de Dampierre est montée sur un bâti en charpente D, établi au-dessus d'un canal de fuite en maçonnerie. Le conduit B était primitivement en bois au lieu de fonte, ainsi qu'on l'a supposé sur la vignette fig. 52, et comme cela se pratique actuellement.

Qu'il nous soit permis de revenir maintenant sur les conséquences heureuses d'une pareille disposition, sans laquelle l'utilisation des grandes chutes eût été impossible, au moins sans perte notable d'effet utile.

En effet, on perd d'autant moins de chute avec un moteur hydraulique, qu'il approche lui-même d'être aussi haut que la chute, ou que l'eau conserve plus ou moins, à son entrée sur le récepteur, la vitesse qui lui est due, en raison de la hauteur de la chute au-dessus de ce récepteur.

Or, songer à établir un moteur avec un arbre de transmission au moins égal à la chute, ce n'est pas admissible, lorsque cette chute atteint une certaine hauteur. D'autre part, s'il existait déjà des moteurs capables de recevoir l'action d'une haute chute, tels que les roues à cuillers, on sait que l'effet utile est faible par plusieurs motifs, perte de chute par les frottements dans la conduite, perte d'eau par défaut d'action, etc.

Nous devons rappeler néanmoins la turbine de Pont-Gibaud (p. 270), qui était établie pour marcher avec un réservoir clos.

Le procédé consistant à amener le fluide de manière à établir sa pression dans un petit réservoir où elle peut arriver sans vitesse sensible, par la grande dimension relative de la conduite d'amenée, était donc le seul qui fût capable de résoudre le problème, ce qui, du reste, a eu lieu avec le succès le plus complet. Nous aurons l'occasion de revenir sur ce sujet à propos d'autres turbines ainsi établies.

Cependant nous citerons encore un exemple pris parmi les travaux mêmes de M. Fourneyron.

Cet ingénieur, pour ainsi dire au début de sa carrière, fut appelé à établir un moteur à Saint-Blaise, dans la Forêt-Noire, là où une chute de 108 mètres était disponible, et, comme on peut le penser, mal utilisée, au moyen de roues superposées, dont la totalité même atteignait bien moins que la chute.

Après un essai opéré sur une portion seulement de la hauteur, deux turbines à réservoir d'eau forcée furent établies pour marcher sous la chute totale; il est curieux d'en connaître les conditions.

Chacune d'elles avait 0m55 de diamètre et faisait 2300 tours par minute; l'eau

leur était fournie par une conduite de 4 à 500 mètres de longueur; enfin, la pression dans leurs réservoirs était d'environ 11 atmosphères en raison des 108 mètres de chute.

Par le volume d'eau débité, chacune de ces petites turbines, dont le poids n'excédait pas 17k50, développait, suivant M. Fourneyron, une force utile de 60 chevaux ou 4500 kilogrammètres par seconde.

Ce résultat, tout à fait inattendu, ne peut être obtenu qu'avec une turbine; c'est le seul moteur capable de recevoir un fluide animé d'une vitesse de

$$V = \sqrt{19,62 \times 108^m} = 46^m03 \text{ par } 1''.$$

Le diamètre extérieur étant 0m55, et la vitesse 2300, on trouve pour la vitesse à la circonférence intérieure, en supposant le rapport 0,7 entre les diamètres intérieurs et extérieurs de l'anneau :

$$r = 0,7 \frac{0,55 \times 3,1416 \times 2300}{60} = 46^m36,$$

d'où il résulte que la vitesse de la turbine égalait celle de l'eau, circonstance dont il ne faut pas s'étonner, en réfléchissant que la force centrifuge, qui est énorme, vient augmenter considérablement la vitesse de l'eau à son passage dans les aubes.

Quant au volume d'eau dépensé, si nous supposons un rendement effectif égal à 60 chevaux, il ne dépasse pas 60 litres par seconde.

PRINCIPES GÉNÉRAUX SUR LES TURBINES FOURNEYRON

Sans entrer immédiatement dans le détail des opérations nécessaires pour déterminer les proportions d'une turbine, ou plutôt, pour se préparer à cette recherche même, il est indispensable d'en envisager les fonctions dans leur ensemble, et de se rendre compte des conditions que chacune des parties doit remplir, ainsi que les exigences particulières.

En effet, ainsi que les roues à axe horizontal, les turbines centrifuges possèdent certains principes généraux d'ensemble qui se retrouvent dans tous les systèmes, avec quelques modifications de détail. On peut ajouter que l'énoncé de ces principes généraux pourrait presque suffire aux personnes habituées à l'étude des machines, pour se fixer assez complètement sur les conditions à remplir et sur le but à atteindre; mais dans tous les cas cette première étude est toujours indispensable pour saisir le principe fondamental et arriver à l'application des calculs à chacune des parties du moteur.

En conséquence, voici les bases sur lesquelles sont calculées les proportions des turbines centrifuges.

La turbine étant un disque annulaire composé de cloisons qui forment entre elles des passages à l'eau, celle-ci doit s'y écouler dans les mêmes conditions que si la turbine ne tournait pas, c'est-à-dire que la somme des passages constitue un

orifice rectangulaire calculé pour dépenser un volume d'eau déterminé, et ayant une vitesse initiale en raison de la hauteur de la chute.

En examinant la forme des cloisons ou des aubes, on reconnaît que leur écartement varie de l'intérieur à l'extérieur du disque, et que l'écartement minimum est à l'extérieur, suivant la plus courte distance de l'extrémité d'une courbe à la courbe voisine. Donc, un orifice partiel est exprimé par cette plus courte distance et par la hauteur verticale de l'aube; et par suite l'orifice total par lequel s'effectue toute la dépense d'eau est naturellement égal à cet orifice partiel, multiplié par le nombre des courbes.

Le même principe est applicable aux courbes directrices, dont la somme des intervalles devrait égaler, comme orifice, celui de l'expulsion de l'eau, puisque celle-ci y passe également, à la différence près que la vitesse s'accroît un peu, par l'effet de la force centrifuge, au fur et à mesure qu'elle avance vers l'extérieur.

Ce simple exposé suffit pour juger, de prime abord, du rapport immédiat existant entre le volume d'eau à dépenser et les dimensions extérieures de la turbine; voyons ce qu'il advient quant à la vitesse de rotation qu'elle peut prendre.

De même que pour les autres moteurs hydrauliques, on admet un certain rapport entre la vitesse initiale de l'eau et celle de la partie du moteur qui en reçoit directement l'action.

Dans la turbine Fourneyron, l'eau sortant des orifices conducteurs ou distributeurs agit d'abord sur les premiers éléments des aubes, lesquels appartiennent à la circonférence intérieure du disque. Par conséquent, si l'on admet que cette circonférence prenne une vitesse qui soit une certaine fraction de celle de l'eau, laquelle est bien connue, il devient aisé de trouver la vitesse de rotation de la turbine.

Supposons pour exemple que la hauteur de la chute, comptée du niveau supérieur au milieu de la hauteur de la couronne mobile, soit égale à 4 mètres, et que le diamètre de cette couronne soit intérieurement de 1 mètre.

On sait que la vitesse due à 4 mètres de chute est égale à 8,86 (8),

et la circonférence de 1 mètre est de 3,1416.

Par conséquent, en admettant que la vitesse de cette circonférence soit les 0,6 de celle de l'eau, la vitesse de rotation devient

$$\frac{8{,}86 \times 0{,}6 \times 60}{3{,}1416} = 101{,}2,$$

soit cent tours environ par minute.

En combinant entre elles les conditions de dépense et de vitesse, on en déduit cette observation générale, que les dimensions d'une turbine augmentent avec le volume d'eau à dépenser, et que la vitesse s'accroît comme la chute, ou plus exactement, comme la racine carrée de cette hauteur; et d'autre part, qu'à chutes égales, la vitesse change en raison inverse des volumes d'eau à dépenser, puisque le diamètre, d'où se déduit la vitesse de rotation, doit augmenter avec la dépense.

Mais il n'y a pas lieu d'établir, d'après cet exposé, des règles invariables; car, si

le diamètre augmente pour correspondre à un plus grand volume, la hauteur du même cercle mobile peut aussi augmenter, le tout pour arriver à un orifice d'évacuation convenable. Par conséquent, il ne serait pas exact de dire que le diamètre augmente en rapport direct et exact avec la dépense, mais il faut dire qu'il s'accroît avec elle le plus ordinairement.

Quant à cette hauteur d'aubage ou d'orifice, ou de couronne mobile, elle n'entre pas théoriquement dans la détermination des conditions de marche du moteur; et si des données pratiques permettent d'en fixer la valeur, on doit dire, tout d'abord, que se combinant avec le diamètre pour déterminer l'orifice d'évacuation, il peut s'établir entre eux une sorte de balance qui permette, dans les mêmes conditions, de choisir entre divers degrés de vitesse que le moteur peut fournir.

Après avoir défini d'une manière générale les conditions de grandeur et de vitesse d'une turbine, il reste à examiner les principes qui mènent à la forme des aubes.

Avec ce mode d'action de l'eau, où celle-ci agit exclusivement par jets ou veines fluides, et non par son poids simple, la forme des aubes a une influence qui ne se retrouve pas dans les autres moteurs, si ce n'est dans la roue Poncelet, où le mode d'action de l'eau présente quelque analogie avec celui des turbines.

Hâtons-nous cependant de signaler la différence importante qui s'y trouve. Dans la roue Poncelet, on a pu voir (p. 105) que l'eau entrant dans l'aubage s'y élève d'abord sous l'influence de sa vitesse initiale, puis redescend lorsque cette vitesse est éteinte, et passe par conséquent par le même chemin pour sortir comme pour entrer.

Dans la turbine Fourneyron, au contraire, dont l'aubage a néanmoins une forme tout à fait comparable (si ce n'est qu'il est placé horizontalement), l'eau traverse cet aubage sans éteindre sa vitesse autrement que par celle propre de la turbine, et sans changer de direction, par conséquent elle ne revient jamais sur elle-même; elle entre par l'intérieur de la couronne mobile et sort par son extérieur. Tandis que, dans la roue Poncelet, elle entre et sort par l'extérieur, se rapprochant du centre dans la première phase de son action, et s'en éloignant pendant la seconde.

Cette différence est tout à l'avantage de la turbine, attendu que l'eau n'éprouve aucune gêne dans son passage au travers des aubes, puisque toutes les molécules sont dirigées dans le même sens, ce qui n'arrive pas avec la roue Poncelet, où l'eau qui s'élève sur l'aube est nécessairement contrariée par celle qui redescend.

Quoi qu'il en soit, le principe du tracé des aubes a de l'analogie dans les deux cas. On doit donner au premier élément courbe une direction telle que l'eau incidente n'y produise pas de choc; et d'autre part, pour la turbine, la direction du dernier élément de ces mêmes aubes doit être telle, qu'elle fasse le plus petit angle possible avec la circonférence, afin que, de la vitesse de l'eau à sa sortie, combinée avec celle de la circonférence extérieure de la turbine, il résulte pour l'eau une vitesse relative se rapprochant autant que possible d'être nulle, ou du moins très-faible, comparativement à celle due à la hauteur de la chute, car :

Il faut, pour obtenir le plus grand effet utile, que l'eau entre SANS CHOC *dans la roue, et qu'elle en sorte* SANS VITESSE.

Tel est le principe général et fondamental que nous avons déjà exprimé plus haut, mais qui, nulle part, n'est pris plus sérieusement en considération que pour les turbines.

Il est bien entendu que s'il ne peut jamais être réalisé complétement, on doit néanmoins chercher à s'en rapprocher autant que possible.

Ces principes généraux s'appliquent à toutes les turbines, avec les modifications inhérentes à chaque système. On pourra facilement se rendre compte des rapports existants, par les notions complémentaires qui forment, comme nous l'avons dit, un chapitre spécial où se trouvent réunies les règles propres à déterminer exactement les proportions des turbines.

TURBINES DITES PLÉODYNAMIQUES

PAR M. FOURNEYRON

Tout récemment, M. Fourneyron a proposé un mode particulier de construction de turbines qui seraient composées de plusieurs aubages pour une même roue tournante. Le but de l'auteur était de créer des moteurs pouvant servir de récepteurs à des puissances déterminées sous le plus petit volume possible.

Voici, en principe, ce que sont ces turbines :

Une même roue mobile, portant deux ou plusieurs aubages distincts ayant chacun son entrée d'eau particulière; pas de directrices, avec ou sans vanne régulatrice.

Quant à l'emploi d'une vanne, il a donné lieu à une disposition perfectionnée, aussi applicable aux turbines centrifuges ordinaires.

M. Fourneyron avait présenté, à l'Exposition universelle de 1855, deux modèles de ces turbines, sur lesquelles nous donnerons quelques détails.

L'une d'elles comportait un disque tournant avec deux aubages et des vannes régulatrices. L'autre possédait quatre aubages et pas de vannes.

La première était dite, suivant l'auteur, *turbine pléodynamique géminée*, ce dernier terme se rapportant à la duplication des aubages.

La deuxième, par le même motif, était dite : *turbine pléodynamique bigéminée*, comme ayant quatre aubages.

Turbine géminée avec vannes régulatrices (fig. 53). — L'ensemble de la turbine est établi entre deux planchers qui divisent la hauteur de la chute en trois parties D et E, de façon que le niveau d'amont s'établissant au-dessus du plancher supérieur, celui d'aval règne entre les deux, en D. Par conséquent, les eaux s'introduisent dans le moteur en dessus et en dessous, par les canaux E, qui se terminent par un barrage vertical et représentent la chambre d'eau divisée en deux parties; passant par les orifices du récepteur, les eaux s'échappent et s'écoulent en D, qui constitue le canal de fuite.

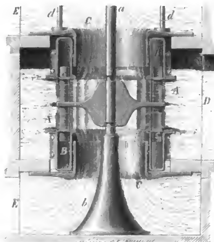
La turbine A se compose d'un disque en fonte garni sur ses deux faces, et à la circonférence, de deux aubages analogues chacun à celui des turbines ordinaires,

telles que celle de Saint-Maur, excepté qu'ici les aubes ne sont pas réunies par leurs extrémités opposées au disque, à cause du vannage dont nous parlerons tout à l'heure.

Pour nous expliquer plus aisément supposons un seul des aubages, puisque le fonctionnement des deux est semblable et simultané.

Nous pouvons remarquer que l'eau est admise dans chaque aubage par une embouchure cylindrique en fonte C, fixée sur le plancher, et dont la fonction rappelle complétement le large conduit adducteur de la turbine de Saint-Maur. L'extérieur de l'embouchure C sert de guide à la vanne B, qui la touche seulement en deux points, contre deux cercles métalliques rapportés dans des gorges et qui établissent le joint hermétique entre ces deux pièces.

Fig. 53.



La nouvelle vanne B représente en section un U ou deux cylindres concentriques fondus d'une même pièce. Les aubes réceptrices pénètrent dans l'intervalle de ces deux cylindres; mais comme elles s'y meuvent nécessairement, et qu'il faut cependant établir une fermeture pour que l'eau ne s'introduise pas dans cet espace et, en même temps, constituer une paroi à la veine fluide, on a ménagé dans les rebords de la vanne une feuillure recouverte par des joues de façon à former des rainures circulaires; dans ces rainures se trouve une plaque annulaire *c* que les aubes traversent par des découpures ad hoc; de plus, au passage de chaque aube, l'auteur applique des garnitures de liége pour bien étancher le tout.

Il résulte de cette disposition que la roue en tournant entraîne avec elle l'anneau *c*, qui doit lui-même tourner en glissant dans les rainures de la vanne où il

est logé. Mais si nous admettons pour l'instant que l'on veuille faire mouvoir la vanne, celle-ci glisse verticalement contre l'embouchure C; et, en montant ou en descendant elle entraîne avec elle la rondelle *c*, qui peut en effet glisser le long des aubes, en raison d'un certain jeu laissé dans les entailles pour leur passage, et d'un peu de flexibilité des garnitures de liége.

Pour résumer ce point, disons que la rondelle ou l'anneau *c* est une paroi, mobile circulairement par rapport à la vanne, mais qui lui devient solidaire dans les mouvements verticaux en se mobilisant par rapport aux aubes.

Si nous considérons maintenant les deux vannes B, nous remarquons qu'elles se déplacent ensemble, et de quantités égales, en raison d'un mécanisme employé à les mouvoir, lequel se compose de trois vis *d* portant chacune deux parties filetées en sens contraire et leurs écrous fixés aux vannes. Il suffit donc de supposer un mécanisme reliant les axes des vis, et à l'aide duquel on puisse les faire tourner dans un sens ou dans l'autre, pour comprendre que les vannes s'écartent ou se rapprochent à volonté afin d'augmenter ou de diminuer les passages dans les aubes. Le mouvement de la vanne appliqué à la turbine de Saint-Maur peut donner une idée exacte du mécanisme supposé ici (voir pl. 14).

Quant au montage de la roue mobile sur son axe *a*, il a lieu par un clavetage ordinaire et deux embases rapportées sur l'arbre; l'une, celle inférieure, composée d'une bague conique en deux pièces, encastrée dans l'arbre et dans le moyeu du disque tournant; l'autre, formée d'une bague cylindrique, aussi en deux pièces et entourée d'une autre bague d'un seul morceau.

L'axe a sa crapaudine ménagée dans un support élevé *b* dans lequel on peut faire pénétrer le conduit d'huile pour le graissage.

La vanne que nous venons de décrire a été appliquée aux turbines simples ordinaires avec une légère modification.

Fig. 54.

La fig. 54 est destinée à en donner une idée, et aussi à faire voir plus clairement le système de fermeture hermétique entre les aubes et la vanne.

A étant la roue mobile, B la couronne fixe, *a* les aubes, et C la pièce d'embouchure adductrice, la vanne glisse encore à l'intérieur de cette dernière pièce. Mais au lieu de consister dans un simple cylindre sur toute sa hauteur, elle forme comme une cloche annulaire dans laquelle viennent pénétrer les aubes, ainsi que pour la turbine décrite ci-dessus.

Par conséquent, la seule modification introduite dans cette turbine consiste dans la suppression de la couronne qui réunissait les aubes à leur partie supérieure. Elle se trouve remplacée par la paroi mobile *d*, ajustée dans les rainures ménagées à la vanne et formées par les joues annulaires rapportées *f*.

La fig. 54 permet d'apercevoir la garniture élastique *e* fixée à la paroi mobile *d*.

Les garnitures de bois *c*, ajustées entre les aubes directrices *b*, s'y trouvent également figurées; on voit qu'elles ne présentent pas de différence avec ce qui existe pour la turbine de Saint-Maur.

En fixant les dimensions de la vanne, on s'est arrangé pour qu'elles viennent buter contre le bord inférieur du conduit adducteur C, lorsqu'elle est levée à son maximum de hauteur, et de façon à atteindre cette limite sans avoir à craindre que la paroi mobile *d* ne se dégage accidentellement des aubes, car on comprend qu'un tel fait pourrait, non-seulement nécessiter un démontage complet de l'appareil pour remettre les choses en état, mais encore occasionner des ruptures par le mouvement de la turbine.

Maintenant, si l'on considère le but que l'auteur s'est proposé d'atteindre à l'aide de ce perfectionnement, on comprend de suite qu'il s'agit de la forme intérieure des orifices qui est conservée exactement pour chaque levée de vanne différente, ce qui offre l'avantage de dépenser l'eau dans des conditions aussi favorables, quel qu'en soit le volume.

Telle est toujours la question avec chaque moteur hydraulique, et principalement avec les turbines, dont la disposition générale se prête mieux que tout autre moteur aux grandes variations de chutes et de dépense.

Turbine bigéminée, sans vannes (fig. 55). — Cette deuxième turbine est établie exactement de la même façon que la première, quant à la disposition des canaux d'arrivée et de sortie de l'eau; mais elle en diffère en ce qu'elle a quatre aubages récepteurs et point de vannes directes.

Le corps mobile est composé des deux aubages cylindriques A raccordés avec deux embouchures coniques, dont les extrémités sont munies d'un aubage B, formé d'une couronne cylindrique et d'aubes héliçoïdales, pénétrant dans des ouvertures circulaires pratiquées dans les planchers F.

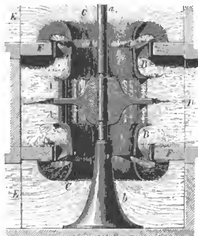
L'eau s'introduit dans l'appareil par des entonnoirs C, posés sur les planchers F à l'aide de pattes isolées, et qui laissent passer le fluide aussi bien à l'extérieur de l'entonnoir qu'à son intérieur. Par conséquent, le fluide se divisant en pénétrant dans la turbine, la partie qui passe à l'intérieur de chaque entonnoir C alimente l'aubage cylindrique A; l'autre suit l'extérieur de l'entonnoir et vient agir sur la couronne B.

Nous ne pouvons nous étendre davantage sur les turbines pléodynamiques, dont

l'apparition est très-nouvelle et l'application encore trop restreinte. Nous prendrons note, cependant, de quelques observations de l'auteur sur la manière dont il croit leur emploi utile.

En dehors du but principal qu'il a cherché, et qui consiste à créer des moteurs puissants sous des dimensions relativement restreintes, M. Fourneyron fait remarquer, qu'en supposant aussi l'emploi de turbines sans vannes, il admet qu'il serait convenable de disposer, dans les usines qui ont une force motrice puissante, plusieurs moteurs au lieu d'un seul, ce qui donnerait lieu à une très-grande économie dans l'établissement de la transmission, qui ne devrait plus correspondre en aucun point à des efforts aussi considérables.

Fig. 55.



On aurait donc plusieurs turbines développant ensemble la force totale disponible, et respectivement de puissances différentes; la plus puissante, placée en tête, serait munie d'un vannage dont les autres pourraient se passer, attendu qu'au fur et à mesure des variations survenues dans la dépense il suffirait d'arrêter complétement ou de mettre en marche un nombre déterminé de turbines.

Nous ignorons si l'industrie profitera de cette idée, qui pourrait être évidemment fructueuse et qui a été déjà émise à l'égard des machines à vapeur, quant à leur répartition par chaque groupe de machines à mettre en mouvement dans une même usine.

TURBINE CENTRIFUGE SANS DIRECTRICES

PAR M. CADIAT

(FIG. 1 A 4, PL. 15)

C'est en 1839 que M. Cadiat s'est fait breveter pour ce système de turbine, qui, au premier aspect, a quelque ressemblance avec celle de M. Fourneyron, mais en diffère réellement d'une façon très-notable.

Comme on se le rappelle, à l'égard de cette turbine, l'eau repose sur un fond fixe, qui est muni de cloisons directrices qui la dirigent contre les aubes de la partie mobile; le vannage se compose d'une couronne cylindrique qui se lève ou s'abaisse entre les directrices et les aubes motrices, et règle ainsi l'admission de l'eau à son entrée dans la turbine.

La turbine de M. Cadiat se compose, au contraire, d'un seul disque muni d'aubes à sa circonférence et fixé sur l'arbre de transmission; l'eau reposant directement sur ce disque mobile s'échappe à la circonférence en passant directement par les aubes et détermine, par un effort particulier de réaction sur elles, le mouvement de la machine.

Le vannage, comme mécanisme, est analogue à celui de la turbine Fourneyron, mais il est placé à l'extérieur de l'aubage de façon à agir sur la sortie de l'eau plutôt qu'à son entrée.

En dehors des détails de construction, ces deux points principaux, consistant dans l'absence des directrices et dans la mobilité du fond qui supportent l'eau, suffisent déjà pour caractériser ce système dont nous allons donner une description détaillée.

La turbine, représentée pl. 15, a été établie à Sarreguemines, où elle fait mouvoir toute une fabrique de produits céramiques.

Sa puissance est considérable et atteint au moins 45 chevaux, ainsi que nous le montrerons plus loin.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

La fig. 1 de la pl. 15 est une section verticale passant par l'axe de la turbine.

La fig. 2 est une projection horizontale faisant voir particulièrement le mécanisme du vannage.

Les fig. 3 et 4 représentent en coupe verticale et horizontale un détail de l'organe principal de la turbine.

Le corps principal de la turbine est constitué par le disque à surface courbe en

fonte A, dont la section, bien indiquée par les fig. 1 et 3, est déterminée de façon à faire changer le fluide de direction sans transition brusque; cette forme est même continuée, jusque sur l'arbre central, au moyen d'une tôle *c* qui se raccorde exactement avec la surface du disque.

Les quatre trous *r*, ménagés dans cette pièce, n'ont d'autre usage que de permettre le nettoyage de la partie inférieure; autrement ils sont tenus constamment fermés par des plaques de tôle ou de cuir.

La circonférence du disque A est munie de la couronne des aubes *a*, qui ont été rapportées en tôle à cause de la trop grande dimension de la roue dont le diamètre extérieur n'a pas moins de 3^{m}30. Les détails (fig. 3 et 4) font voir que l'aubage est formé des cloisons courbes cylindriques *a*, rivées entre deux plates-bandes circulaires en fer *b* d'une largeur convenable pour les comprendre entièrement. L'ensemble, ressemblant assez à une roue ordinaire à aubes courbes, a été fixé à la circonférence du disque dans une fraisure pratiquée préalablement, d'une profondeur correspondant à l'épaisseur de la couronne plate *b*.

Sur la fig. 4, quelques aubes sont représentées en coupe; d'autres, au contraire, sont en vue extérieure, pour laisser voir que leur réunion avec les plates-bandes a lieu au moyen de petits tenons découpés à même la tôle et pénétrant dans la plate-bande, où ils se trouvent rivés.

La turbine est établie au-dessus d'un croisillon en fonte B, composé de quatre bras et d'une couronne avec rebord, et servant d'assise à l'ensemble de la machine, en ce sens qu'il porte, fondue avec lui, la poêlette C du pivot de l'arbre moteur D; il est lui-même fixé sur les maçonneries par des boulons de fondation.

Le rebord *d* du croisillon entoure la turbine et s'élève à la hauteur exacte de la naissance des aubes. Comme il est tourné intérieurement ainsi que le bord du plateau A, on a pu ne laisser entre eux que le jeu nécessaire au mouvement, et ne pas craindre de pertes d'eau sensibles de ce côté. La face horizontale du rebord étant également dressée, le vannage cylindrique E, qui entoure la turbine, peut descendre jusqu'au point de coïncider exactement avec lui et permettre ainsi d'arrêter l'écoulement du fluide d'une manière complète, lorsqu'on veut suspendre le mouvement de la turbine.

On a supposé sur la fig. 1 la vanne presque entièrement fermée, afin de rendre sa fonction plus évidente.

Ce vannage est formé d'une tôle entourée cylindriquement et garnie à sa partie inférieure d'une couronne en fonte *e*, qui lui donne une rigidité convenable en la maintenant bien ronde.

C'est par des oreilles, dont cette couronne est munie, que la vanne est rattachée à quatre tiges verticales F reliées au mécanisme par lequel on la soulève et dont nous dirons quelques mots plus bas.

La chambre d'eau se trouvant, ainsi qu'à l'ordinaire, séparée du bief inférieur par un plancher en charpente G, il s'y trouve nécessairement, au-dessus de la turbine, une ouverture polygonale garnie d'un entonnoir-cône H par lequel l'eau s'écoule sur la turbine.

Cette pièce porte deux rebords, dont l'un sert à la fixer sur le plancher, et l'autre, se retournant par un arrondi bien prononcé, vient coïncider avec aussi peu de jeu que possible, à la joue supérieure *b* de la couronne des aubes. Ce rebord inférieur est garni d'une rondelle de cuir qui le désaffleure légèrement, et contre laquelle la vanne cylindrique frotte de façon à la guider et empêcher la fuite de l'eau dans cette partie.

Pour terminer ce qui est relatif aux parties que l'on peut regarder comme caractéristiques de ce système de moteur, il reste à parler d'un procédé imaginé dans le but de soulager le pivot de la charge d'eau et même du poids propre de toute la machine. On a remarqué, qu'en effet, la charge d'eau repose ici sur le plateau A et pèse avec lui sur le pivot de l'arbre qui porte le tout, tandis que dans la turbine du système de M. Fourneyron, le fond qui soutient la colonne liquide est fixe et soutenu par un arbre creux indépendant de l'axe tournant.

Donc, pour remédier à un vice qui pouvait sembler comme inhérent à son système, M. Cadiat a pensé devoir mettre en communication le dessous du plateau A avec le bief supérieur par un canal coudé, analogue à celui I, fig. 1, ce qui a pour résultat de rendre l'influence de la charge d'eau à peu près nulle par l'égalité des pressions de haut en bas et de bas en haut.

Mais s'il s'agit de basses chutes, comme dans l'exemple que nous avons choisi, où le poids propre de l'appareil, comprenant la turbine, son arbre et les pièces de transmission, est beaucoup plus considérable que celui dû à la hauteur de la chute, qui n'est que de 1m500, il devient insignifiant de soulager le pivot seulement du poids de l'eau, qui ne peut pas représenter la plus grande partie de la charge totale.

Pour opérer en conséquence et créer une contre-pression, en quelque sorte artificielle, l'auteur a appliqué ici une petite turbine J, de 0m80 de diamètre seulement, qui se meut dans un espace réservé au fond de la chambre d'eau, et où vient aboutir le conduit I communiquant avec le vide formé par le plateau A, au-dessous de la roue mobile.

La petite turbine J, bien loin d'être motrice, a son axe J′ commandé par un arbre de couche *f*, qui prend son mouvement de l'axe moteur D par une paire de roues d'angle *g*, et le transmet à l'axe J′ par la deuxième paire de roue *g′*.

Comme cette petite turbine est placée tout près de l'ouverture *h*, par laquelle l'eau lui arrive, il résulte du mouvement de rotation qui lui est transmis que cette eau, rejetée par l'effet de la force centrifuge, ne pouvant pas s'échapper librement exerce une pression qui se fait sentir dans toute l'étendue du conduit I, et par conséquent sous le plateau tournant A, qui est emboîté avec assez d'exactitude dans celui B pour que le liquide pressant à l'intérieur n'en sorte que difficilement.

DÉTAILS DES PRINCIPAUX ORGANES

Mouvement du vannage. — La différence remarquable, entre le mécanisme employé par M. Cadiat pour faire mouvoir le vannage et celui adopté par M. Fourneyron, consiste dans la manière de transmettre le mouvement réciproque aux quatre tiges auxquelles la vanne est suspendue.

Dans la machine actuelle, chaque tige F est clavetée avec un manchon en fonte K (fig. 1 et 3), dont la partie supérieure porte l'écrou en bronze *i*, dans lequel passe une tige filetée L qui ne doit recevoir qu'un mouvement de rotation sur elle-même, et reste fixe dans le sens vertical. Ces tiges sont retenues aux extrémités des branches du croisillon en fonte M, qui est boulonné sur un bâti spécial en charpente N, et dont le moyen est disposé en bottard pour servir de guide intermédiaire à l'arbre de la turbine.

Trois des quatre tiges L portent au-dessus du croisillon M une manivelle *j*, et la quatrième une roue d'engrenage *k*, dont l'un des bras forme, du reste, une manivelle; ces quatre manivelles sont rattachées ou reliées ensemble au moyen de quatre bielles O, dont les têtes, mâles ou femelles, s'assemblent avec un seul bouton par manivelle.

Si nous admettons maintenant que l'une des tiges L soit mise en rotation d'une façon quelconque, il est clair que ce mouvement sera répété exactement par les trois autres auxquelles les quatre bielles O le communiqueront, en tendant à conserver entre elles la disposition d'un carré invariable.

Ce mouvement initial de l'une des tiges se donne à la main en agissant sur le petit volant P, monté à l'extrémité supérieure d'une tige verticale *l* portant le pignon *k'* qui engrène avec la roue *k*. Cette tige s'élève à une hauteur convenable pour que la commande du vannage soit mise à la portée des ouvriers de l'usine. Ici elle traverse le plancher Q, à niveau avec le sol de l'usine, et passe à l'intérieur d'une petite colonne R qui la maintient dans la verticalité et forme support pour le volant à main P. La même tige est portée par une petite crapaudine *m* fixée sur le bâti intermédiaire N.

En résumé, les tiges filetées L en tournant s'engagent plus ou moins dans les écrous *i*; mais comme elles ne peuvent monter ni descendre, ce sont ces écrous qui s'abaissent ou s'élèvent, et avec eux les manchons K, les tiges F et la vanne E.

Toute cette transmission permet facilement à un seul homme de manœuvrer la vanne pour mettre la turbine en marche, l'arrêter ou modifier sa dépense d'eau. Mais il est évident que, pour une turbine de moindre dimension, on pourrait agir directement sur l'une des manivelles et opérer dans un temps plus court.

Pivot et arbre. — L'arbre vertical D est en fonte, et porte, par la disposition spéciale de l'usine, 8m25 de longueur, d'une seule pièce. Son diamètre minimum est de 0m22, et il devient égal à 0m25 à l'endroit de son assemblage avec la turbine. A

part son pivot, il est guidé à la hauteur du plancher Q par un bollard S, et plus haut, à la hauteur d'un deuxième plancher, par un guide semblable.

La crapaudine qui reçoit le pivot est d'une grande simplicité, mais ne présente pas, peut-être, toutes les garanties qu'offre la disposition de M. Fourneyron. La partie inférieure de l'arbre D, ayant été légèrement diminuée de diamètre, pénètre juste dans un manchon en bronze *n* qui garnit intérieurement la poêlette C, appartenant au plateau B fixé sur la maçonnerie (fig. 3). Cette extrémité de l'arbre est garnie en bout d'un fort pointal en acier trempé *o*, dont la partie portante est néanmoins plate et repose sur un grain d'acier *p* cylindrique, mais d'un plus fort diamètre que le pointal, et qui peut glissér verticalement d'après son ajustement dans la douille *n*. Un balancier T vient alors agir sur ce grain *p* pour le soutenir et le relever au besoin comme dans quelques-uns des divers exemples que nous avons vus précédemment.

Pour entretenir le graissage du pivot, l'huile est amenée constamment dans le vide existant autour du grain *p* par un tube *q* qui passe sous la turbine et s'élève jusqu'à un réservoir situé au-dessus du niveau de l'eau.

Cette disposition rend le graissage assez certain, si l'arbre est bien ajusté dans la douille en bronze *n* pour ne pas laisser de passage facile à l'huile, et si, d'autre part, le réservoir d'où part celle-ci est assez élevé pour que la pression, qui en résulte à l'intérieur de la crapaudine, contre-balance suffisamment celle de l'eau renfermée dans le vide de la turbine.

On pourrait encore, pour empêcher la fuite de l'huile, pratiquer une gorge dans le grain et l'emplir d'une tresse de chanvre.

Mais, en se rapportant à ce qui a été dit plus haut, que l'auteur suppose toujours l'appareil équilibré, on en pourra déduire que le pivot n'éprouvant, en définitive, que peu ou point de pression, il ne présente pas de difficultés d'entretien.

CONDITIONS DE MARCHE

A l'époque de l'établissement de cette turbine dans l'usine de Sarreguemines, il n'a pas été possible, pour des raisons locales, de s'assurer par des expériences au frein de la valeur exacte de son effet utile.

D'après les moteurs qu'elle était appelée à remplacer on peut seulement évaluer sa force à 45 chevaux, environ.

Voici quelles sont ses conditions de marche :

Chute normale	1m50
Vitesse due à cette hauteur	5m42
Diamètre extérieur de la turbine	3m30
Hauteur effective des aubes	0m50
Écartement minimum des aubes	0m07
Nombre d'aubes	30

Section de l'orifice formé par deux aubes consécutives.	3ᵈ·ᵠ·5
Section totale que la turbine présente au débit.......	105ᵈ·ᵠ·
Nombre de tours de la turbine par 1'..............	20
Vitesse à sa circonférence par 1''..................	3ᵐ45
Rapport entre cette vitesse et celle de l'eau.........	0,63

Il résulte de ces conditions que la turbine peut dépenser jusqu'à 5000 litres d'eau sous la charge de 1,50, et la vanne démasquant entièrement les orifices.

Or, 5000 litres ou kilog. d'eau avec 1ᵐ50 de chute font en chevaux :

$$5000 \times 1,50 : 75 = 100 \text{ chevaux},$$

puissance théorique dont cette machine peut être le récepteur, si nous en exceptons l'arbre qui, par son diamètre, ne peut pas transmettre une force de plus de 45 chevaux et même en remarquant que les arbres des turbines ne sont pas soumis à des efforts de torsion aussi énergiques que ceux qui portent des volants. (Voir les règles pratiques que nous avons exposées page 243.)

EXAMEN DU MODE D'ACTION DE L'EAU

Lorsqu'on n'examine ce moteur que superficiellement on est porté à le ranger dans la catégorie de ceux dans lesquels l'eau agit par réaction, tels que ceux d'Euler, de Mannoury d'Ectot, etc., où l'eau est emportée dans le mouvement propre du récepteur en sens inverse de son écoulement à l'extérieur.

Cependant les résultats obtenus par la turbine Cadiat sont de nature à faire supposer, même à priori, qu'il n'y a pas identité entre ce système et les moteurs à réaction.

En effet, la vitesse circonférentielle qui correspond au maximum d'effet semble s'approcher des 6/10 de celle de l'eau, tandis que les moteurs réellement à réaction n'ont jamais pu être utilement appliqués, et que leur maximum d'effet correspondrait à une vitesse de rotation infinie (p. 265); ces résultats suffiraient donc déjà pour affirmer que ce moteur a un mode d'action qui lui est particulier.

Mais M. Cadiat s'est suffisamment expliqué à cet égard pour qu'il soit permis d'admettre que cette turbine ne marche pas par réaction.

Voici à peu près ce que l'on peut conclure des explications données par ce savant ingénieur à propos de la distinction à établir entre un moteur à réaction et le sien.

Dans un moteur à réaction le liquide, se trouvant renfermé dans un récipient dont l'étendue horizontale est beaucoup moindre que celle du cercle qu'il décrit, se trouve naturellement entraîné avec lui et partage complétement sa vitesse de rotation.

Mais dans la turbine dont il s'agit, l'eau repose sur toute l'étendue d'un fond

plein, sans cloisons qui puissent le forcer de partager son mouvement, qui ne pourrait être engendré que par le frottement ou l'adhérence de l'eau sur ce fond.

Or, en combinant la direction que l'eau possède en vertu de sa vitesse initiale, qui tend à la faire persister dans des plans passant par l'axe, avec la tendance au mouvement circulaire par l'adhérence sur le fond, M. Cadiat trouve que sa déviation, par rapport aux rayons, est si faible qu'elle peut être négligée, et que l'eau peut, en résumé, être considérée comme fixe quant au mouvement circulaire de la turbine.

Par conséquent, son action sur les aubes naît uniquement du changement de direction qu'elle subit aussitôt qu'elle les rencontre ; il n'y a pas percussion ainsi que cela a lieu dans les turbines où le fluide dirigé par des conduits fixes rencontre des aubes en mouvement.

De cette dernière observation, M. Cadiat déduit encore qu'avec son système l'intervalle des aubes doit être constamment rempli, et que la veine d'eau est plus régulière qu'avec des orifices adducteurs fixes devant lesquels le passage des aubes mobiles en gêne la direction.

Sans pouvoir dire que la turbine Cadiat ait eu autant de succès que celles de MM. Fourneyron et Fontaine, il n'en est pas moins vrai que quelques mécaniciens en exécutent encore, surtout par la raison qu'elle coûte moins cher par la suppression des directrices.

Quelques ingénieurs ont même repris cette idée pour la perfectionner. Nous citerons entre autres M. Barbier, qui, en 1845, a proposé cette même turbine, mais la vanne cylindrique placée à l'intérieur de l'aubage au lieu de la placer à l'extérieur comme Cadiat.

Puis M. Krafft, qui a imaginé, l'année suivante, de munir cette turbine d'une vanne ayant la même forme courbe que le fond fixe contre lequel elle viendrait, en effet, s'appliquer, en la supposant au maximum d'ouverture des aubes. Cette vanne se trouvait découpée à sa circonférence pour le passage des aubes et tournait avec elles; elle devait avoir pour effet de conserver aux orifices leur forme à tous les degrés de levée, exactement, du reste, comme celle des turbines pléodynamiques de M. Fourneyron (voir ci-dessus), lesquelles, jusqu'à un certain point, participent à l'idée de Cadiat par l'absence de directrices, et à celle de Krafft pour la vanne.

TURBINES A ORIFICES COMPENSÉS

PAR M. P. CALLON

(FIG 5 A 7, PL. 15)

En rapportant chaque turbine centrifuge à celle Fourneyron, prise comme type, nous trouvons entre cette dernière et celle pour laquelle M. Pierre Callon a été breveté le 19 octobre 1840, les différences principales suivantes :

Les orifices d'évacuation, au lieu d'être maintenus parallèles dans le sens horizontal de l'intérieur à l'extérieur de la turbine, vont en s'élargissant dans ce même sens en vue de rendre la section d'évacuation constante, et surtout inversement proportionnelle à la vitesse de l'eau aux points correspondants de son parcours.

Les aubes directrices, dans la turbine Callon, n'occupent qu'une zone étroite et sont en nombre égal avec celles de la couronne mobile, tandis que dans la turbine Fourneyron les directrices sont prolongées jusque auprès de l'axe et peuvent être moins nombreuses que celles de la turbine.

Enfin le vannage cylindrique est remplacé ici par des vannes partielles agissant à l'entrée de l'eau dans les aubes directrices et par deux ensemble.

M. Callon a proposé l'application de son système d'aubes compensées aux turbines qu'il appelle *culériennes* aussi bien qu'à celle qu'il désigne sous le titre de turbine immergée et que nous nommons aussi avec lui *turbine centrifuge*.

Disons de suite que la turbine que M. Callon appelait culérienne est celle pour laquelle M. Fontaine venait de prendre un brevet le 19 mars 1840, et qui lui a été délivré le 12 septembre de la même année. Malgré cette antériorité nous citons les turbines Callon avant celles Fontaine, attendu que ces dernières appartiennent à un mode différent d'admission de l'eau et que leurs perfectionnements datent, pour la plupart, d'époques très-récentes.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE CENTRIFUGE

La fig. 5 de la pl. 15 est une coupe verticale de cette turbine.

La fig. 6 en est une section horizontale passant par le milieu de la hauteur des orifices.

La fig. 7 est un détail, à une plus grande échelle, de l'aubage de la turbine et des directrices en coupe verticale, suivant la direction des rayons.

La turbine ou partie mobile se compose encore d'un disque en fonte A, ayant dans son ensemble la forme d'une cuvette, mais dont le bord est ramené dans un plan de façon à former une couronne plate annulaire pour recevoir la couronne

des aubes *a*. Celles-ci sont en tôle de 4 à 5 millim. d'épaisseur, rivées, d'une part, sur le bord du disque A, et de l'autre, après une couronne supérieure isolée *b*, également en fonte.

Le plateau mobile A est monté sur l'axe vertical B, par l'intermédiaire d'un manchon en fonte *c* qui est fixé sur l'arbre par un clavetage et repose en outre sur une embase saillante ménagée à l'arbre. L'extérieur de ce manchon est conique ainsi que l'alésage du moyeu réservé au centre du plateau A. Cette conicité de l'ajustement suffit donc pour soutenir verticalement le plateau, qui s'y trouve aussi fixé par une clavette.

Un fond fixe C, en fonte, est disposé à l'intérieur de la turbine à la hauteur précise de l'ouverture de l'aubage; il est monté à la partie inférieure d'un manchon en fonte D, creux pour le passage de l'arbre moteur et soutenu invariablement par le haut à l'aide d'une boite en fonte E établie sur la charpente du premier plancher F.

La manière de réunir le fond fixe au support D est la même que pour la turbine; c'est encore un ajustement cône sur une bague *d* qui est elle-même soutenue sur le porte-fond D par une saillie venue de fonte, puis fixée par plusieurs clavettes afin d'empêcher que le passage de l'eau au travers des directrices ne détermine de la part de ce fond un mouvement de rotation.

Ainsi que cela doit avoir lieu en pareil cas, le fond fixe est raccordé avec le manchon par une tôle *h*, façonnée en congé, disposée pour faciliter l'écoulement de l'eau et la préparer au changement de direction.

Le manchon D est retenu dans la boîte E par une disposition toute semblable. Il est soutenu par un épaulement qui s'ajuste dans une virole *e*, qui est aussi montée par des clavettes dans la boîte E sur le fond de laquelle elle repose.

C'est à la circonférence du fond fixe que se trouvent les aubes distributrices *f*, en tôle comme celles *a*, et, comme ces dernières, rivées à une couronne annulaire *g*. Mais la couronne des directrices est immédiatement jointe au châssis en charpente G que soutient le plancher H de la chambre d'eau, en garnissant le pourtour de l'ouverture qui établit le passage de l'eau à la turbine.

C'est à l'intérieur du cadre G et du cercle des directrices, par conséquent, que sont disposées les vannes I qui règlent la distribution de l'eau en fonctionnant comme autant de tiroirs séparés.

Ces vannes représentent chacune un demi-cylindre de bois dont le diamètre est égal à l'écartement de deux aubes *f*; chaque vanne est rattachée à une tringle verticale *o* qui s'élève à une hauteur suffisante pour atteindre l'endroit d'où l'on veut les manœuvrer. Pour que chaque tiroir I ne se dérange pas de sa place dans ses mouvements, il est muni de deux appendices *i* qui lui servent de guide avec l'aube correspondante; et comme ces appendices empêcheraient la vanne de se dégager de l'aube quand on veut découvrir entièrement l'orifice, la tringle qui la tient porte en son passage dans un disque *p*, fixé sous la charpente F, un étoquiau qui, lorsqu'on tire la tringle, la fait dévier et rapproche la vanne du centre de la quantité nécessaire pour l'échappement de l'appendice.

L'auteur a supposé que l'on pouvait disposer le mécanisme d'une telle façon que l'on pût à volonté mouvoir chaque vanne séparément, ou par groupe ou toutes ensemble. La faculté d'agir sur chacune d'elles isolément permettrait de n'en ouvrir que le nombre voulu pour une dépense déterminée, mais dans leur levée maximum, laissant aux orifices découverts leur section totale pour ne pas modifier les conditions du passage de l'eau.

Nous devons ajouter toutefois que ces divers points de la construction sont indiqués ici plutôt comme renseignements que de toute autre manière, attendu que cette turbine est elle-même principalement citée pour le principe qu'on a cherché à lui appliquer de la compensation des sections d'aubes. Parlons maintenant de ce que l'auteur a proposé à cet égard.

DISPOSITION DES AUBES DE LA TURBINE ET DES DIRECTRICES

En examinant la nature de l'intervalle compris entre deux des aubes *a* de la couronne mobile suivant la projection horizontale, on ne tarde pas à reconnaître que la section de ces intervalles est plus considérable à l'intérieur du cercle qu'à l'extérieur, où les cloisons ne conservent entre elles qu'une faible distance, qui pourrait même être encore diminuée si le dernier élément des aubes formait avec la circonférence extérieure un angle plus petit.

Si l'on considère maintenant qu'un volume d'eau doit circuler dans l'intervalle de deux aubes avec une vitesse uniforme de l'entrée à la sortie, il doit en résulter que cet intervalle n'est pas rempli complétement.

M. Callon a trouvé qu'il en résultait une perte d'effet utile, et pour y remédier il a imaginé de garnir l'intérieur des aubes directrices et réceptrices de coins de bois qui ont pour objet de conserver à leur intérieur une section égale de l'entrée à la sortie, ou, en d'autres termes, que cette section soit proportionnellement inverse à la vitesse que l'eau doit y posséder à chaque point de son passage.

La fig. 7, qui est un détail du double aubage, indique la forme que ces coins *j* donnent à l'intérieur des aubes; on voit qu'à leur entrée, suivant la section verticale, elles sont rétrécies en compensation de leur plus grand écartement au même point en section horizontale, fig. 6.

Les cales *k*, qui garnissent les intervalles compris entre les aubes *f* du distributeur, ne modifient pas le parallélisme des faces horizontales, et la section horizontale, fig. 6, montre qu'en effet les espaces entre les aubes *f* conservent en ce sens une largeur sensiblement uniforme de l'entrée à l'extérieur. Ce que ces cales présentent de particulier, c'est un arrondi très-prononcé intérieurement pour favoriser l'introduction de l'eau en évitant la contraction.

Pivot. — Nous n'aurons que peu de chose à dire du système du pivot proposé par M. Callon, attendu qu'il n'a pas été généralement appliqué, et que l'auteur lui-même n'y a pas attaché d'importance.

Au lieu de garnir l'extrémité inférieure de l'arbre d'un pivot tournant dans une crapaudine, M. Callon a, au contraire, rendu ce pivot fixe et l'a fait pénétrer dans l'arbre.

Il consiste dans une pièce J tournée et munie d'une large embase par laquelle il repose sur un siége en fonte *l*, où il est aussi engagé par une portée cylindrique. Ce siége est lui-même établi et serré par des coins sur une plaque de fondation *m*, qui est fixée sur la maçonnerie au moyen de boulons.

La partie supérieure de la pièce J formant pivot pénètre dans le bout de l'arbre B, dans lequel on a ouvert un trou dont le fond est garni d'un grain d'acier correspondant au bout du pivot.

Le graissage s'effectue à l'aide d'un conduit *n*, qui part de la hauteur du plancher F et aboutit à la partie inférieure du pivot qui se trouve percé au centre dans toute sa hauteur.

Il n'avait pas été réservé d'autre moyen pour régler la hauteur de la turbine et parer à l'usure du pivot que de placer au besoin des cales ou rondelles de fer entre son embase et le siége *l*.

ENSEMBLE DE LA TURBINE DITE EULÉRIENNE

Le système de turbine ainsi désigné par M. Callon a, en effet, pour caractère distinctif que l'eau traverse verticalement le distributeur et le récepteur en conservant une même distance de l'axe de rotation (voir précédemment les roues à cuve, celles d'Euler et de Burdin, pages 256, 261 et 269). Quoique ce soit la première fois que nous ayons à citer dans cet ouvrage un moteur moderne basé sur ce principe, il n'en est pas moins vrai que, pour suivre l'ordre chronologique exact suivant lequel les innovations ont été mises au jour, il eût fallu mentionner auparavant les travaux de M. Fontaine, qui, nous l'avons dit plus haut, avait déjà étudié cette question.

Si nous nous permettons cette dérogation à la marche suivie jusqu'à présent c'est que, en résumé, la différence de date est faible, et que les modifications proposées par M. Callon s'étendant sur plusieurs systèmes, nous ne croyons pas devoir les séparer, réservant d'ailleurs le prochain article à M. Fontaine.

La fig. 56 (p. 313) représente donc la turbine que M. Callon appelle eulérienne, suivant deux vues I et II, coupe verticale et projection horizontale, et une coupe verticale partielle III, suivant l'aubage développé.

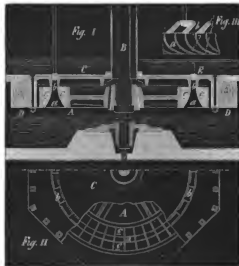
Ainsi qu'on peut le voir, le récepteur A est une espèce de roue horizontale dont la circonférence présente une zone vide, annulaire, divisée par des cloisons minces *a* dont les éléments horizontaux se dirigent sur l'axe de rotation, en suivant une directrice courbe prise au milieu de la largeur de la zone et dont la forme est indiquée fig. III.

Au-dessus du récepteur, qui est monté comme dans la turbine précédente sur un arbre vertical B, se trouve une plaque de fonte C, établie fixement sur le bâti

en charpente D, et percée d'une suite d'orifices *b*, dont la voie correspond au cercle milieu de la zone des aubes *a*, qui constituent les directrices.

L'eau s'introduit par les orifices *b* et arrive sur les aubes *a* suivant une direction déterminée; son action a, comme précédemment, pour résultat de déterminer le mouvement de rotation de la turbine dont elle traverse l'aubage et s'écoule à la partie inférieure dans le bief d'aval.

Fig. 56.



C'est là le fait dont nous avons le moins à nous occuper actuellement, puisque ce système particulier est décrit plus loin avec d'amples détails.

Mais ce qui doit être spécialement remarqué c'est que l'intervalle des aubes *a* est garni de coins en bois *c* qui laissent aux orifices toute leur largeur à la sortie et les rétrécissent à l'entrée en ne leur laissant qu'une largeur correspondante à celle des orifices injecteurs *b*; il suffit de se rappeler ce qui vient d'être dit à l'égard de la turbine immergée pour se rendre compte du but de cette disposition.

Nous ferons encore remarquer les tampons E, qui servent à fermer à volonté les orifices *b*, en partie ou en totalité, soit que l'on veuille modifier le volume d'eau admis, soit qu'il s'agisse d'arrêter complétement le moteur; et nous bornerons là ce que nous croyons utile de dire à l'égard de cette turbine, sur laquelle nous aurons, du reste, l'occasion de revenir plus loin en parlant de ce type, en général.

Cependant il sera utile de placer ici un extrait des commentaires que l'auteur a lui-même faits sur les turbines en général, et sur son système en particulier, au moment où il a fait la demande du brevet qui devait lui en assurer le privilége.

Quel qu'ait pu être le résultat pratique de leurs travaux, il sera toujours très-important de connaître l'avis des hommes de science, qui ont habitué les praticiens à des études analytiques dont le moindre résultat fut d'appeler leur attention sur certains faits qui, sans cela, n'eussent peut-être jamais été bien définis.

EXTRAIT DU MÉMOIRE DE M. P. CALLON

« Par la disposition adoptée dans cette turbine, les conditions nécessaires pour que l'écoulement du liquide moteur se fasse conformément aux indications de la théorie, sont remplies aussi exactement que possible, c'est-à-dire que quel que soit le volume d'eau à dépenser, l'eau coule à *gueule-bée*, tant dans les *orifices injecteurs* que dans les *canaux réacteurs*, avec une vitesse égale à celle que prendrait une molécule isolée.

« Il en résulte que dans certains cas où le rendement des turbines ordinaires baisse d'une manière notable, principalement dans la saison des sécheresses, c'est-à-dire dans la saison où il importe que le rendement se maintienne intégralement, celui de la *Turbine-Callon* se trouve conservé, puisqu'il est proportionnel, à l'exception de la petite perte due aux résistances passives, au nombre d'orifices ouverts.

« Cette première modification a particulièrement pour objet les cas très-nombreux dans la pratique, où une turbine établie pour recueillir la force d'une grande masse d'eau avec une chute médiocre, doit encore faire le même travail, lorsque le volume est diminué de la moitié ou des deux tiers, et que par compensation, la hauteur de la chute est devenue double ou triple de ce qu'elle était dans la saison d'abondance d'eau.

« Comme le débouché des orifices injecteurs est proportionnel à celui des orifices expulseurs correspondants, et qu'il n'y a par conséquent aucune perturbation dans le mouvement du liquide, tant en traversant les orifices injecteurs qu'en parcourant les aubes, il ne tend à se produire dans la roue, ou dans la partie de cette roue qui travaille, ni *aspiration*, ni *expulsion*, par le jeu qui existe entre la roue et les orifices injecteurs ; ce jeu, inévitable du reste, et qu'on ne peut que diminuer par une exécution soignée, mais sans jamais l'annuler complétement, n'a donc ici aucun inconvénient.

« Les garnitures en bois qui servent à donner aux orifices injecteurs et aux canaux réacteurs la forme et la section convenables, ont en outre l'avantage de faire disparaître les saillies que présentent les boulons et écrous, lesquelles saillies ne laissent pas de causer une petite perte de force dans les turbines ordinaires, principalement quand le volume d'eau est faible.

« Le milieu du fond fixe C est occupé par une surface courbe qui se raccorde avec ce fond, et avec le tuyau D, de manière à faire disparaître toutes les arêtes

saillantes et à disposer, en quelque sorte, l'eau à entrer horizontalement et avec le moins de perte de force vive possible dans les orifices injecteurs, qui ne sont point prolongés vers le centre. Le prolongement ne pourrait qu'embarrasser cet espace, sans contribuer à imprimer à l'eau la direction voulue, à cause de la perturbation que doit y apporter l'arrivée (dans une direction verticale) de nouveaux filets liquides, et parce que la largeur de ces canaux injecteurs augmentant sans cesse depuis le tuyau porte-fond jusqu'au bord intérieur de la couronne, une nouvelle quantité d'eau dépourvue de toute vitesse, dans le sens horizontal, se mêle, à chaque instant à celle qui aurait pu recevoir un commencement de direction des courbes, et ne peut manquer de détruire, en grande partie, ce commencement d'effet.

« Les obturateurs qui ferment les orifices injecteurs devant servir exclusivement à régler la quantité d'eau à dépenser sur la roue (quantité qui, en général, ne varie pas d'un jour à l'autre), on peut employer, pour arrêter ou mettre en train, une vanne ordinaire placée en amont du réservoir, ou mieux encore une vanne cylindrique (qui pourrait être en tôle et équilibrée par des contre-poids) fermant sur le cadre ou châssis qui entoure l'appareil. On évite ainsi l'inconvénient que peut présenter la lenteur de la mise en train et de l'arrêt de la turbine, quand on se sert, pour cet objet, de la vanne régulatrice elle-même.

« Lorsque les courbes directrices règnent depuis le centre jusqu'à la circonférence du plateau au fond fixe, on est obligé d'en restreindre le nombre bien au-dessous du nécessaire, pour ne pas gêner l'arrivée de l'eau en obstruant à l'excès le milieu de ce plateau; mais les canaux injecteurs n'occupant que le bord même du fond, il devient possible de multiplier ces canaux injecteurs autant que peut l'exiger une direction réelle et parfaite des jets moteurs. »

M. Callon ne s'est pas trompé dans ses prévisions. On est revenu, depuis lui, à la forme évasée des aubes et à l'admission partielle, au moins pour les turbines dites *en dessus*.

On a également pu constater qu'il n'est pas nécessaire de donner aux aubes directrices un très-grand développement.

Quant à leur nombre, on s'est aussi attaché à le rendre au moins aussi grand que celui des aubes réceptrices; puis l'évasement des orifices expulseurs a été maintenu, de façon qu'en combinant cet évasement avec le plus grand nombre de directrices, on est arrivé à ce que l'on appelle maintenant *la libre déviation de la veine fluide*, c'est-à-dire que l'on s'assure par cette disposition que les veines fluides suivent exclusivement l'une des parois des aubes réceptrices sans en remplir complétement les intervalles; en un mot, de manière à éviter ainsi les effets de réaction.

Nous reviendrons sur ce sujet en parlant du système spécial de turbines pour lequel cette observation a été particulièrement faite.

FIN DU CHAPITRE HUITIÈME.

CHAPITRE IX

TURBINES EN DESSUS DITES TURBINES FONTAINE

PAR MM. FONTAINE ET BRAULT

(PLANCHES 16 ET 17)

Les plus anciennes roues horizontales étaient généralement disposées, ainsi qu'on a pu le voir, pour que le passage de l'eau s'y fît verticalement, et en conservant une distance fixe du centre de l'axe pendant la durée complète de son action sur le récepteur. Les roues d'Euler, de Burdin, en sont des exemples, ainsi que les roues à cuillers et à cuve. On distingue seulement, parmi ces divers systèmes, ceux où l'eau agit uniquement par le choc, et ceux dans lesquels le fluide moteur est utilisé par l'action simple de son poids.

Le système de moteur que l'on désigne actuellement sous le titre de turbine Fontaine, du nom de son auteur, semble être la réalisation directe du principe déjà appliqué par Burdin (p. 270).

Cette turbine est parfois improprement nommée *eulérienne*, peut-être parce que la roue d'Euler dépense l'eau aussi verticalement et qu'elle se compose de deux vases superposés, l'un fixe et l'autre mobile (p. 261); mais il sera facile de signaler les différences existant entre ces deux machines, dont la première n'a, du reste, jamais existé qu'en chiffres, si nous en exceptons les essais de Burdin, tandis que l'autre est maintenant d'une application presque générale.

En effet, nous avons vu que l'eau agissait exclusivement par réaction dans la machine d'Euler; et quant à la distribution du fluide, elle avait bien lieu au moyen d'un vase fixe muni d'injecteurs, mais seulement dans l'intention d'admettre l'eau sans chocs dans le vase en mouvement; tandis que dans la turbine Fontaine ainsi que dans celle Fourneyron le distributeur correspond, pour ainsi dire aube pour aube, avec la couronne mobile, et les veines fluides issues directement des directrices agissent sur les aubes motrices, au lieu qu'on a pu voir que dans la turbine d'Euler il se formait une nappe permanente au-dessus des conduits récepteurs.

Somme toute, la turbine Fontaine et la turbine Fourneyron constituent les deux types modernes principaux sur lesquels toutes les autres turbines sont basées et en sont des dérivations plus ou moins proches.

Nous distinguons la turbine Fontaine de celle Fourneyron, en disant que dans la

première le fluide agit verticalement, sans s'écarter de cette direction et en conservant une distance fixe du centre à la circonférence, et que, dans la deuxième, il agit horizontalement après avoir été introduit verticalement, et que ce mode d'action constitue particulièrement la turbine centrifuge.

Ajoutons encore que la différence de sens d'action du fluide dans les deux turbines fait que les aubes de l'une, celle Fourneyron, sont cylindriques, et que dans l'autre, elles sont à peu près héliçoïdales.

Sans parler de toutes les dispositions que M. Fontaine a dû imaginer avant d'en arriver aux bonnes machines qu'il construit maintenant, disons que l'on reconnaît dans ces dernières les principales particularités suivantes :

1° La disposition du récepteur mobile et du corps des directrices, disposition qui est telle que ces deux pièces peuvent être établies en fonte et chacune d'une seule pièce avec les aubes et le croisillon;

2° La suspension du récepteur tournant sur un pivot placé à la partie supérieure de l'axe, et par suite entièrement hors de l'eau;

3° L'adjonction d'un vannage (de création récente), dont la disposition permet, le plus facilement qu'il soit possible, de découvrir ou de fermer à volonté un nombre quelconque d'orifices adducteurs, suivant le volume d'eau à dépenser.

Les turbines de M. Fontaine affectent diverses formes suivant les hauteurs de chutes, ordinaires ou considérables, et aussi suivant les grandes variations qui se rencontrent dans les volumes d'eau disponibles.

Nous commencerons par décrire la disposition la plus usuelle, ou celle qui convient dans les conditions des moyennes comme des plus basses chutes, mais qui s'applique aux moyennes dépenses ainsi qu'aux plus considérables. Cependant, avant d'en venir à décrire le moteur dans ses perfectionnements les plus récents, il nous paraît nécessaire de faire connaître la disposition suivant laquelle il a été répandu d'abord et expérimenté dans plusieurs localités.

CONSTRUCTION PRIMITIVE DE LA TURBINE FONTAINE

Les principes constitutifs de l'ancienne turbine sont entièrement conservés dans la disposition actuelle, qui n'en diffère que par divers points de détails. Nous pouvons donc nous en rapporter complétement au tracé (fig. 1, pl. 16), représentant la turbine perfectionnée, pour faire connaître la première, en reproduisant en détail les parties qui ont subi des modifications dans leur forme primitive.

La turbine Fontaine a donc toujours été composée de deux disques en fonte A et B : le premier, A, mobile et formant la roue ou la turbine, proprement dite, tournant avec l'arbre moteur C; et le deuxième B, fixe, servant de distributeur à la couronne mobile.

Cette couronne A forme un disque annulaire, divisé sur toute son étendue circonférentielle par des cloisons ou diaphragmes courbes, dont la génération est

hélicoïdale quant à la direction des élémenls horizontaux qui concourent constamment au centre de la zone.

Dans la construction primitive, la couronne A était reliée par des boulons avec un plateau en fonte portant à son centre un moyeu par lequel tout l'ensemble était assujéti avec des clavettes sur l'axe moteur.

Le disque ou distributeur B se trouve placé exactement au-dessus de la turbine et concentriquement avec elle; il est boulonné au bâti en charpente D, qui sépare la chambre d'eau du bief d'aval. Comme la turbine, il est divisé par des cloisons entre lesquelles l'eau s'écoule et prend la direction convenable pour arriver sur les aubes de la couronne mobile. Il est aussi relié à un croisillon en fonte dont le moyeu sert de guide à l'axe tournant du moteur.

La fig. 8 représente la forme exacte qu'avaient les cloisons directrices de la turbine et du distributeur, dans la première disposition adoptée par l'auteur, ainsi que le mode de vannage qui s'y trouvait appliqué. Cette figure est une section supposée faite au milieu de la largeur des deux zones, suivant la circonférence, et ramenée dans un plan.

On voit par cette figure que les aubes *a* de la turbine avaient, pour section verticale moyenne, une courbe *c a d*, formée de deux arcs de cercle, et dont le premier élément supérieur était à peu près perpendiculaire à la face supérieure du disque, et celui inférieur formait un angle d'environ 18 à 20 degrés avec le plan inférieur.

Les aubes *b* du distributeur étaient aussi courbes mais inclinées, comme actuellement, en sens inverse des précédentes, afin que la direction qu'elles donnaient au fluide se rapprochât d'être normale au premier élément courbe des aubes de la turbine.

Pour concilier l'inclinaison maximum à donner aux directrices avec les exigences de la dépense, ces courbes étaient moitié moins nombreuses que celles de la turbine, ainsi qu'on l'a indiqué fig. 8, où une aube *b* correspond à deux de celles *a*. On pourrait ainsi les incliner beaucoup, tout en conservant entre elles un écartement convenable. Nous ferons voir plus loin que par une appréciation plus exacte du tracé géométrique, on parvient très-facilement à mettre autant de courbes à chacune des deux couronnes, et quelquefois même davantage à celle fixe qu'à l'autre.

Ainsi que la turbine Fourneyron, la roue de M. Fontaine était munie d'un vannage destiné à agir directement sur l'aubage distributeur et à modifier à volonté les orifices de la dépense; mais la différence essentielle existant entre la forme d'aubage de ces deux systèmes de turbines a conduit nécessairement à un vannage aussi très-différent.

La turbine Fourneyron n'exige qu'une seule vanne cylindrique agissant à la fois sur tous les orifices; celle Fontaine, au contraire, possédait à son origine autant de vannettes que d'orifices distributeurs, procédé reproduit par M. P. Callon, dans la turbine que nous avons décrite précédemment et représentée sur la pl. 15.

La fig. 8 indique exactement l'ancien mode de vannage appliqué par M. Fontaine à ses turbines.

L'intervalle compris entre deux aubes consécutives *b* du cercle des directrices, formant un orifice offert au passage de l'eau, était muni d'une vanne rectangulaire ou tiroir en fonte *e*, s'appliquant exactement contre le bord de la cloison, et garni, sur la face opposée, d'une pièce de bois *f*, arrondie suivant la courbure la plus convenable pour éviter la contraction du fluide.

En appliquant le raisonnement à l'une de ces vannes, pour en expliquer la fonction, qui est semblable pour toutes, on voit qu'en la supposant élevée comme au n° 1, l'orifice est complétement dégagé et capable du plus grand débit. Un peu abaissée, comme au n° 2, l'orifice est réduit d'autant. Et enfin, dans la position n° 3, la vanne venant reposer sur la courbe immédiatement précédente, l'orifice est complétement fermé.

Chaque vanne étant rattachée par une tringle en fer *g* à un cercle commun, on pouvait, en faisant mouvoir ce dernier, agir simultanément sur tous les orifices à la fois et de la même façon. Ce cercle était pour cela suspendu à trois tiges verticales, dont les extrémités supérieures étaient taraudées et engagées dans des écrous en bronze ajustés au centre de trois roues à chaîne sans fin; l'une des roues étant mise en mouvement à l'aide d'un mécanisme spécial manœuvré à la main, les trois tournaient à la fois par l'effet de la chaîne, et l'ensemble du cercle et des vannes se levait ou s'abaissait suivant le sens du mouvement.

Maintenant il reste à signaler le mode particulier de suspension de l'arbre au moyen du pivot supérieur, disposition perfectionnée aujourd'hui et telle qu'elle est décrite avec détail plus loin, mais conservée dans son principe.

Au commencement de l'année 1843, M. Fontaine a fait connaître une disposition particulière de son système de turbine, où le disque annulaire, comprenant les aubes du récepteur, se trouvait fixé à la base d'un cône creux, par lequel elle était reliée à l'arbre moteur comme avec le croisillon dans la construction actuelle; mais il s'élevait d'une hauteur telle, au-dessus du plan de la couronne des aubes, qu'il pouvait se loger à son intérieur une colonne en fonte supportant la crapaudine du pivot de l'arbre, et dont la hauteur dépassait de beaucoup le niveau du bief d'aval.

C'était donc une première réalisation de l'idée qui consiste à mettre le pivot complétement hors de l'eau. A la fin de la même année, le constructeur mit à exécution un nouveau mode proposé par un ingénieur, M. Arson, qui avait eu l'idée de rendre creux l'arbre moteur, et de faire passer à son intérieur un axe fixe dont la partie supérieure pouvant être aussi élevée qu'il était nécessaire, était garnie d'un pointal sur lequel on suspendait l'arbre mobile, à peu près de la même façon qu'avec le mode de suspension de la meule courante dans un moulin.

M. Fontaine ayant fait l'acquisition de ce procédé, le perfectionna notablement, en ce sens qu'il disposa la partie supérieure de l'arbre mobile de façon à y fixer le pivot et à placer au contraire la crapaudine à l'extrémité supérieure de l'axe intérieur fixe.

C'est ainsi augmenté de ces améliorations importantes qu'il produisit, vers le mois de décembre 1843, la turbine dont nous avons donné précédemment un aperçu.

La modification due à M. Arson a, en effet, une grande qualité, puisqu'elle permet, non-seulement de sortir le pivot de l'eau, mais encore de l'élever au-dessus du plus haut niveau d'amont, et de conserver à la turbine une forme praticable, qu'elle ne possédait guère en adoptant la disposition primitivement proposée par M. Fontaine. Cependant, toute imparfaite qu'elle fût, elle représentait une idée; et, en outre, elle a donné des résultats qui ont été assez heureux pour commencer la réputation du constructeur.

CONSTRUCTION PERFECTIONNÉE DE LA TURBINE FONTAINE

(FIG. 1 A 11, PL. 16)

Après avoir fait connaître cette turbine sous son type primitif, il nous reste à indiquer les perfectionnements qu'elle a reçus depuis, et à la décrire telle qu'elle a été présentée à l'Exposition universelle de 1855.

La fig. 1 de la pl. 16 la représente ainsi en vue extérieure, avec les maçonneries et la charpente en coupe, suivant l'axe de rotation.

La fig. 2 en est une projection horizontale, isolée de la construction en maçonnerie, et l'arbre en coupe à la hauteur du vannage.

Les fig. 3 et 4 représentent tout le mécanisme en coupe verticale, à une plus grande échelle que l'ensemble, donnant spécialement le détail du corps principal et du pivot.

Les fig. 5, 6 et 7, et celles 9 et 10, sont des détails du pivot, de l'aubage et du mécanisme du vannage.

Récepteur et distributeur (fig. 3). — Le récepteur A, ou l'organe qui reçoit l'action motrice de l'eau, est, comme dans la première disposition, un anneau en fonte divisé sur tout son contour par des cloisons *a*, dont la section verticale est une courbe présentant par leur élément inférieur une inclinaison très-sensible avec l'horizon, et dont les génératrices horizontales convergent vers l'axe de rotation, de la même façon que des surfaces gauches hélicoïdales. Cet anneau est fondu de la même pièce qu'un croisillon à bras courbes, par lequel il est relié à l'arbre C, qui transmet le mouvement et la puissance de la turbine.

Considéré suivant sa section transversale, l'anneau A présente un évasement très-marqué qui a pour résultat immédiat de rendre l'ouverture de l'aubage plus grand dans le sens du rayon à la sortie de l'eau qu'à son entrée; et si l'on examine la disposition des aubes, par leur section (fig. 7), on voit que l'intervalle qu'elles forment entre elles, étant au contraire plus large à l'entrée qu'à la sortie, l'évasement dont nous venons de parler établit une compensation qui conserve au fluide un passage suffisant, nonobstant le rétrécissement de l'intervalle des aubes à l'endroit de la sortie.

Le cercle B, comprenant les aubes directrices *b*, est aussi un anneau de fonte, cylindrique en section transversale, et dont les dimensions horizontales correspon-

dent très-exactement à celles de la turbine A, du côté de l'admission de l'eau. Il est fixe et boulonné par un rebord extérieur sur le bâti en charpente D, qui ferme la chambre E, où l'eau arrive au moyen d'une vanne de charge et ne peut en sortir qu'en traversant les vides résultant des espaces laissés entre les aubes directrices *b*.

L'anneau B porte également à son intérieur une bride saillante à laquelle on rattache un croisillon F, dont le moyen central forme le boitard *h*, qui sert de guide à l'arbre tournant, et qui, par sa position très-rapprochée de la turbine et sa solidarité avec le cercle des directrices, maintient ces deux organes dans un rapport invariable.

Par la fig. 7, qui est une section semblable à celle de la fig. 8, on voit quelle est la forme des aubes des deux anneaux A et B, et comment celle des aubes *a* de la turbine a permis de multiplier les cloisons directrices *b*, dont le nombre est égal et peut même être supérieur à celui des aubes *a*, tandis que dans l'ancienne disposition le nombre en était presque moitié moindre.

Mais les motifs particuliers, qui conduisent à la disposition nouvelle, seront exposés en détail dans le chap. XI, relatif aux notions théoriques dans leur application aux turbines en dessus.

Arbre moteur et son pivot. — L'arbre C, sur lequel est montée la turbine A, et qui transmet son mouvement, est une pièce de fonte cylindrique, creuse et renflée légèrement à l'endroit de la turbine et à son passage dans le boitard inférieur *h*. Cette partie renflée est nécessairement tournée; il peut en être de même de tout le reste de l'arbre, mais surtout dans la partie située au-dessous du pivot où l'arbre est guidé par un autre boitard G.

Cette dernière pièce est fixée sur la voûte en maçonnerie formant le ciel de la chambre d'eau, et qui se trouve remplacé le plus souvent par un bâti en charpente. Comme c'est par ce boitard que l'on doit régler la position de l'arbre par rapport au plan de la turbine, il est composé de plusieurs coussinets coniques *i*, divisés également autour de l'arbre et munis chacun d'une vis de rappel *j* taraudée dans la fonte; chaque vis portant deux embases entre lesquelles le coussinet est pris par une oreille, il suffit de la faire tourner dans un sens ou dans l'autre pour faire descendre ou monter le coussinet, et par suite le rapprocher ou l'éloigner de l'arbre.

Le boitard inférieur *h* est simplement composé d'une douille cylindrique en bronze ajustée dans l'intérieur du moyeu du croisillon F, et sans moyens réservés pour régler le centrage de l'arbre, opération impossible d'abord, parce que cette partie est constamment sous l'eau, et ensuite inutile, puisque l'alésage de la douille a été fait une fois mise en place et que la solidarité de cet ensemble éloigne toute idée de variation possible.

Il n'en est pas de même du boitard supérieur G, qui se trouve complétement isolé de tout le mécanisme, et qui doit permettre néanmoins de maintenir l'arbre dans une position rigoureusement perpendiculaire au plan de la turbine, comme si le tout ne formait qu'une seule et même pièce, à cause du peu de jeu qui doit être réservé entre le disque tournant et le distributeur.

Arrivant maintenant à la disposition de la suspension par le pivot supérieur, on

doit faire remarquer que l'axe tournant C est traversé dans toute sa longueur par une forte tige en fer H, fixée invariablement par le bas dans un support en fonte *k*, ayant une forme extérieure assez semblable à une crapaudine ordinaire, et qui repose sur le fond en maçonnerie du bief inférieur, au-dessous de la turbine, autrement sur le sol du canal de fuite.

Cette tige H, complétement fixe, et remplissant uniquement le rôle de support, s'élève jusqu'à un point de l'arbre moteur où ce dernier présente une forme oblongue et méplate C', plus large que l'arbre lui-même dans sa partie cylindrique, et percée d'outre en outre.

Le support fixe H se termine dans cette partie par un gobelet en bronze rapporté *l*, qui forme godet graisseur et crapaudine par le grain d'acier *o*, sur lequel repose le pivot I.

Cette même pièce, étant bien tournée extérieurement, est ajustée dans une bague en bronze *m*, montée sur l'ouverture de l'arbre creux C, de façon à maintenir cet arbre exactement concentrique à son support fixe H; d'autre part, comme la crapaudine *l* est naturellement fixe ainsi que l'axe H, le mouvement de rotation de l'arbre moteur C se manifeste sur elle par l'intermédiaire de la bague *m*, qui a surtout pour avantage de pouvoir être remplacée facilement en cas d'usure.

Le pivot I, admis pour l'instant comme faisant partie intégrante de l'arbre C, celui-ci se trouve suspendu par lui sur l'extrémité de l'axe H ou plutôt sur la crapaudine *l* : c'est là, en résumé, le principe complet de cette disposition.

La tige qui surmonte le pivot, et dont ce dernier fait partie, est logée librement dans la partie supérieure de l'arbre C, alésée cylindriquement pour la recevoir; cette tige est filetée et traverse un fort écrou *n* qui s'appuie par sa base contre un bossage formant comme le prolongement de la partie ronde de l'arbre à l'intérieur de la cage.

La charge entière reposant sur cet écrou, et de là sur le pivot, maintient ces pièces constamment en contact; par conséquent, si l'on vient à agir sur l'écrou en le faisant tourner, de façon à modifier sa position sur la tige filetée, l'arbre qui s'y appuie très-fortement doit le suivre en s'élevant ou s'abaissant comme lui. On exécute cette manœuvre au moyen d'une clé très-puissante, qui embrasse l'écrou par son extérieur taillé à six pans.

Le pivot se met en place en l'introduisant par la partie supérieure de l'arbre qui est percé jusqu'en haut pour recevoir celui J de prolongement; après s'être arrangé pour que sa longueur totale, y compris la tige filetée, n'excède pas la hauteur de l'ouverture de la cage, on a dû imaginer un moyen qui permette de le faire sortir de sa place par cette ouverture même, attendu que l'arbre J étant en place, le pivot ne pouvait plus être retiré sans opérer le démontage de l'arbre J, et, par conséquent, de toute la transmission.

Ce procédé consiste à couper en deux le bossage cylindrique qui se prolonge à l'intérieur de la cage, et à rapporter l'une des moitiés *v*, comme le chapeau d'un palier, au moyen de deux boulons *y'*.

D'après cela, lorsqu'on veut retirer le pivot, on commence par passer des sup-

ports au-dessous de la turbine ou au-dessous du premier engrenage, de façon à soutenir l'ensemble du mécanisme; puis on détourne l'écrou *n*, dans le sens qui convient, pour faire remonter le pivot dans le vide qui est souvent réservé, comme jeu, entre lui et l'arbre de prolongement J. Lorsque l'écrou est assez descendu pour pouvoir remonter le pivot et le dégager de la crapaudine, on retire celle-ci; on peut alors abaisser suffisamment le pivot pour amener sa partie supérieure à la hauteur de la partie démontante *y*, qui étant retirée laisse passer le pivot par l'ouverture de la cage.

A part cette amélioration apportée à la construction primitive du pivot, la crapaudine rapportée sur l'extrémité de la tige H est aussi nouvelle, attendu que, dans le principe, le bout de cette tige était disposé pour recevoir directement le pivot. Mais, outre que cela ne permettait pas d'avoir un réservoir d'huile aussi grand, l'entretien était moins facile, puisqu'il eût fallu tout au moins démonter la tige H, en cas d'usure, tandis qu'il suffit actuellement de démonter la crapaudine *t*.

Cette crapaudine représente extérieurement un vase auquel on peut donner un diamètre convenable pour former un bon réservoir d'huile. Son intérieur est divisé par un croisillon dont le moyeu est alésé au diamètre du pivot et lui sert de guide; celui-ci repose alors sur un grain d'acier *o* qui en garnit le fond.

Vannage. — Nous avons dit que les vannes partielles *f* (voir fig. 8), dont chaque orifice adducteur était muni dans les anciennes turbines Fontaine, sont supprimées dans la nouvelle disposition et remplacées par un mécanisme tout différent, récemment imaginé.

Le système de vannage que nous allons décrire présente en effet un caractère tout particulier, et, malgré sa nouveauté, son application est déjà très-répandue.

Il a pour organes principaux deux cônes tronqués J (fig. 1, 2 et 3), dont les axes, sur lesquels ils sont fous, appartiennent à un bras en fonte K monté sur l'axe de la turbine, ou plutôt sur une portée cylindrique *q* ménagée au moyeu du croisillon F, et d'après laquelle le bras K peut tourner, entraînant avec lui les cônes J, qui roulent par leurs génératrices sur la voie supérieure des orifices adducteurs.

Deux lames flexibles L, découpées suivant la forme circulaire de cette voie, ont l'une de leurs extrémités fixées en *r* sur le distributeur B, et l'autre sur chacun des cônes J, de telle façon que ceux-ci, dans leurs mouvements combinés de rotation sur eux-mêmes et de translation sur le disque B, font enrouler les lames L autour d'eux ou les laissent se dérouler en s'appliquant alors sur la surface du distributeur.

Par conséquent, si l'on suppose les deux cônes J partir de la position *r* (fig. 2), et les lames L complétement enroulées autour d'eux, tous les orifices adducteurs seront découverts; l'admission sera complète.

Si maintenant le bras K a été déplacé et amené, par exemple, dans la position indiquée fig. 1 et 2, les lames L s'étant déroulées en vertu du mouvement de rotation des cônes J sur eux-mêmes, une partie des orifices adducteurs, suivant l'étendue correspondant à l'amplitude du déplacement du bras K, sera recouverte; de là, réduction dans la somme des orifices offerts au débit de l'eau.

Enfin, en continuant la rotation du bras K autour de l'axe de la turbine, les

cônes J, ayant fait un demi-tour chacun, se retrouvent à leur point de départ en r, les lames sont complétement déroulées, et tous les injecteurs fermés.

Les fonctions du vannage ainsi définies en principe, il reste à expliquer les différentes particularités de sa construction.

La fig. 12, qui est un détail des lames flexibles L, indique qu'elles sont formées chacune d'une bande de gutta-percha, garnie du côté des orifices de petites lames de tôle, fixées par des rivets, et qui ont pour objet d'empêcher que, sous l'influence de la pression de l'eau, la bande de gutta-percha ne s'enfonce dans les vides que présentent les orifices.

Pour se figurer nettement comment ce résultat est obtenu, il suffit de jeter les yeux sur la fig. 3, qui montre que la lame L se trouve en quelque sorte encastrée entre deux rebords qui laissent de chaque côté de la voie des orifices une saillie sur laquelle les lames de tôle s'appuient par leurs extrémités.

Ces lames de tôle, quoique contiguës, laissent néanmoins entre elles un certain jeu, de façon à permettre l'enroulement de l'ensemble des lames L autour des cônes J. Cette précaution est d'autant plus nécessaire que, le distributeur étant entièrement découvert, l'une des lames L fait environ trois tours sur chaque cône correspondant, ce qui fait un même nombre de fois son épaisseur superposée, d'où la flexibilité de cette lame doit être parfaite.

Le déplacement du vannage amène nécessairement, par les variations de diamètre que les cônes subissent, des variations correspondantes dans la hauteur de leur centre commun ; cet effet se produit naturellement par la façon dont le bras qui porte les cônes est monté sur son axe. Le milieu du bras K forme une bride demi-circulaire qui entoure la portée q, venue de fonte avec le moyeu du croisillon F, et forme un collier complet avec une bride s boulonnée avec lui. Comme il ne s'y trouve pas autrement assujetti, il est libre de tourner et de glisser verticalement suivant l'augmentation ou la diminution progressive des cônes.

Quant au mode de réunion de ces cônes avec le bras K, il consiste simplement en deux axes t, retenus par des goupilles dans les portées cylindriques qui terminent le bras, et sur lesquels axes les cônes tournent librement.

Il reste à expliquer les moyens employés pour faire fonctionner ce vannage, moyens que l'on peut d'ailleurs bien comprendre puisqu'il ne s'agit que de lui imprimer un mouvement de rotation.

Le constructeur a fixé au bras K une portion de couronne dentée M, boulonnée en partie sur lui et sur un bras venu de fonte avec le demi-collier s ; un pignon N, engrenant avec cette couronne et plus large qu'elle à cause de sa mobilité dans le sens vertical, est monté sur un axe vertical u, qui a son point d'appui fixe sur le croisillon F et s'élève au-dessus de la voûte en maçonnerie où il est guidé par un support O.

Cet axe u porte une petite roue d'angle P, qui engrène avec un pignon P′ monté sur un axe v dont l'un des paliers est ménagé après le support O et l'autre sur un palier indépendant fixé après la maçonnerie ; enfin l'axe v porte une roue droite Q correspondant à un pignon Q′ d'un troisième axe x, qui porte le volant-manivelle R.

C'est donc, en résumé, à l'aide de ce volant, que l'on peut mettre le vannage en fonction à la main. Le constructeur met aussi en rapport, avec le dernier axe x, un petit appareil comportant une aiguille qui se déplace suivant le mouvement que l'on communique à cet axe, et indique exactement la position correspondante du vannage.

Les qualités principales que possède ce vannage sont certainement de n'exiger que peu de force pour être manœuvré, et de permettre d'ouvrir ou de fermer, à volonté, un nombre quelconque d'orifices, tout en laissant à ceux qui restent ouverts leur section respective invariable; tandis qu'avec l'ancien mode, la réduction de tous les orifices simultanément, on diminuait bien la somme des passages autant qu'il était nécessaire, mais cela entraînait une modification dans leur forme qui changeait aussi le mode d'action de l'eau au détriment de l'effet utile.

Quant à la turbine représentée sur le dessin, pl. 16, le constructeur a jugé convenable de multiplier les engrenages de commande, afin de rendre la manœuvre facile et d'éviter les changements brusques de vitesse, ce qui résulterait d'un mouvement trop vif communiqué au vannage; mais pour un moteur plus faible, on pourrait agir plus directement sans difficulté, ainsi que nous le montrerons plus loin.

Depuis la première apparition de ce nouveau système de vannage, il a été apporté par l'auteur un perfectionnement qui ne manque pas d'importance.

C'est un mécanisme qui a pour but d'empêcher que les rouleaux ne se laissent entraîner sans tourner sur eux-mêmes, et réciproquement, ainsi que cela pourrait arriver, soit pendant l'enroulement de la lame flexible, s'ils venaient à perdre, en partie, leur mobilité sur l'axe, soit, au contraire, que l'ensemble du vannage étant fixe, les mouvements de l'eau ne vinssent à les faire tourner sur eux-mêmes.

Il s'agissait donc de leur adjoindre une commande qui leur fût propre, et qui eût pour résultat de ne leur permettre de tourner sur eux-mêmes qu'autant que le vannage est mis en mouvement, mais alors de les y forcer, dans ce dernier cas.

Le procédé que les constructeurs ont imaginé est représenté par les fig. 9 et 10, qui sont les détails, en coupe verticale et en plan, d'un rouleau de vannage J', appliqué à un cercle d'aubes directrices B'. Ce rouleau est muni d'un pignon d'engrenage S calé, non pas sur l'axe t' du rouleau, mais sur une fusée faisant partie dudit rouleau; ce pignon a sa denture engagée dans celle d'une couronne T fixée sur le cercle des directrices.

Par conséquent, lorsqu'on donne au rouleau un mouvement de translation avec l'ensemble du vannage, il ne peut pas *traîner*, puisque le pignon S', qui en fait partie, ne peut pas se déplacer sans tourner sur lui-même à cause de la denture, et d'autre part, quand le vannage est au repos, la même cause retient le rouleau, puisque le pignon ne peut pas tourner sur lui-même sans se déplacer sur le cercle de la couronne d'engrenage T.

TURBINE DOUBLE

(FIG. 11, PL. 16)

Nous avons montré que l'une des préoccupations les plus sérieuses de tous les ingénieurs qui se sont occupés de la construction des turbines, c'est la difficulté de trouver une disposition à l'aide de laquelle on puisse mettre le moteur en rapport constant avec le volume d'eau disponible, quand celui-ci est susceptible de grandes variations, sans changer les conditions du passage du fluide dans l'aubage.

On conçoit sans peine qu'une turbine, qui peut dépenser un certain volume d'eau, rendrait un très-mauvais effet utile quand ce volume se trouverait réduit à la moitié ou au tiers, par exemple, et juste au moment où la réduction de force brute rendrait indispensable de profiter le plus possible de ce qui reste de disponible.

D'autre part, c'est ordinairement dans le moment des grandes eaux que la chute est réduite à son minimum par une surélévation du niveau inférieur, d'où la vitesse de la turbine qui en dépend tend à devenir plus faible que celle pour laquelle elle a été établie et qui correspond à son maximum d'effet.

M. Fontaine a proposé, pour remédier à ces inconvénients et pouvoir utiliser convenablement des forces hydrauliques susceptibles de grandes variations, de disposer une turbine avec deux aubages distincts, distributeur et couronne mobile, représentant en réalité deux moteurs, mais d'une même pièce et marchant ensemble.

La *fig.* 11 représente ce système de moteur que l'on désigne sous le nom de *turbine double*.

La couronne mobile A est composée de deux aubages *a* et *a'*, fondus d'une même pièce avec le croisillon A', concentriques et entièrement distincts; l'aubage intérieur *a* est d'une largeur, dans le sens du rayon, plus que triple que celle de celui extérieur *a'*.

Le cercle des directrices B possède deux divisions d'aubes correspondantes *b* et *b'*; il est muni d'un double système de vannage disposé pour fonctionner isolément pour chaque couronne.

Par conséquent, on peut se servir des deux systèmes d'aubages, séparément ou ensemble, suivant le volume d'eau à dépenser; il suffit pour cela de tenir l'un des deux fermés au moyen de son vannage ou de les tenir tous deux découverts.

Maintenant, outre que cette disposition est une résolution du problème des volumes d'eau variables, elle s'accorde aussi avec les variations de chute, en réservant l'aubage extérieur aux plus petites dépenses, que l'on suppose correspondre aux plus grandes chutes.

En effet, comme, dans ce dernier cas, la vitesse de l'eau est aussi plus grande et qu'elle se trouve reportée à la plus grande distance de l'axe de rotation,

tandis que le cercle moyen de la grande couronne, fonctionnant sous les basses chutes et aux plus faibles vitesses, en est plus rapproché, il en résulte une compensation tendant à conserver à la turbine une vitesse fixe dans chacune des deux conditions.

La construction de cette turbine et de son distributeur est complétement analogue à celle de la turbine simple décrite ci-dessus.

On peut admettre que c'est en effet la même turbine à laquelle on a circonscrit une couronne semblable, mais plus étroite, reliée à la première par des nervures z en entretoises. Il en serait de même du distributeur B.

Quant à l'application du double vannage, il ne se présente de modification que l'exhaussement de la portée q pour servir simultanément de guide central aux deux bras M et M'; celui-ci doit être suffisamment élevé pour laisser le passage libre aux rouleaux J.

CONDITIONS DE MARCHE DES TURBINES REPRÉSENTÉES PL. 16

Ce que nous avons dit des conditions de marche des précédentes turbines peut s'appliquer complétement à celles-ci; les mêmes raisonnements nous permettent de connaître la puissance qu'elles sont capables de développer, leurs vitesses de rotation et les quantités d'eau qu'elles peuvent dépenser, sous une chute déterminée.

Commençons par celle représentée fig. 1 à 7.

TURBINE SIMPLE (fig. 1 à 7). — Les dimensions de ce moteur pouvant servir à la détermination de ses conditions de marche sont :

Diamètre moyen de la couronne des aubes............	2^m150
Circonférence correspondante........................	6, 754
Largeur des orifices distributeurs suivant le rayon.	0, 390
Écartement minimum de deux aubes du distributeur pris sur la circonférence moyenne..................	0, 045

Section correspondante offerte au débit de l'eau :

390 × 45 = 17550 mill. q. = ...	$1^{d.c.}755$
Nombre d'aubes du distributeur.....................	48
Section totale $1^{d.}755$ × 48 = ...	$84^{d.q.}24$

En supposant une chute de 1^m50, on trouve :

Vitesse due à la chute.............................	5^m43
Vitesse à la circonférence moyenne avec $\frac{v}{V}$ 0,5 = ...	2^m435

Ces différentes données et dimensions nous conduisent aux résultats définitifs suivants :

La vitesse de rotation égale

$$\frac{2^{m}715 \times 60}{6,754} = 24 \text{ tours par } 1'.$$

La dépense maximum que l'on puisse effectuer, en supposant tous les orifices adducteurs découverts, est égale au produit de leur section totale par la vitesse V, due à la hauteur de la chute, avec 1 pour coefficient, attendu que l'entrée des orifices étant beaucoup plus grande que la section minimum il n'y a pas lieu de supposer de contraction (voir chap. XI).

On trouve donc pour cette dépense :

$$84^{d.q.}24 \times 54^{d.}3 = 4574 \text{ litres par seconde,}$$

d'où la puissance théorique égale

$$4574 \times 1^{m}50 = 6861 \text{ kilogrammètres,}$$

et en chevaux,

$$\frac{6861}{75} = 91,4 \text{ chevaux théoriques.}$$

Si, comme il est permis de l'admettre, la turbine rend 70 p. 0/0, on aurait comme effet utile

$$91,4 \times 0,7 = 63,98 \text{ chevaux,}$$

puissance réelle et maximum de ce moteur pour un tel rendement et avec la chute de $1^{m}50$.

Par conséquent, on peut dire qu'il n'existe pas d'autres moteurs, que les turbines, capables de dépenser un aussi grand volume d'eau sous une aussi faible chute en occupant aussi peu de place, puisque celle-ci se trouve renfermée dans un espace de 4 mètres de côté.

Une turbine du même modèle que celle-ci a été montée à Perriers-sur-Andelle, près Rouen, dans l'établissement de MM. Hilzinger frères; elle a été soumise, en 1857, à une série d'expériences dont nous indiquerons quelques résultats comme comparaison avec ceux donnés ci-dessus hypothétiquement.

La chute était plus forte que celle que nous supposions, et égale à $2^{m}325$ au moment des expériences; le volume d'eau était de 4000 litres par seconde.

Les expériences ont été dirigées par un ingénieur de Rouen, M. Slawecki, dans l'intention de connaître le rendement de la turbine, suivant qu'elle reçoit toute l'eau de la rivière, ou seulement une partie.

Le tableau suivant indique les résumés de ces expériences qui forment ensemble trois séries, dont les deux premières sont basées sur la différence des dépenses d'eau, et la troisième correspond aux conditions dans lesquelles la turbine peut mettre l'établissement en marche.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR M. SLAWECKI, INGÉNIEUR, SUR LA TURBINE DE PERRIERS-SUR-ANDELLE

VOLUME effectif de l'eau dépensée en une seconde.	HAUTEUR de la chute.	POUVOIR absolu du moteur.	NOMBRE de tours de l'arbre de la turbine en une minute	EFFET UTILE réellement obtenu, mesuré par le frein	RAPPORT du pouvoir absolu au travail utile
1re Série. — Turbine dépensant tout le volume d'eau de la rivière.					
4000 litres.	2 mèt. 325	124 chev.	27 tours 70	86 chev. 79	0.700
2e Série. — Turbine dépensant une partie du volume de la rivière.					
2894 litres.	2 mèt. 325	89 ch. 74	27 tours 30	63 chev 650	0.709
3e Série. — Turbine développant une force suffisante pour mettre en marche l'établissement.					
»	»	»	27 tours 17	63 chev. 40	»

Le rendement se trouve donc toujours être d'environ 70 p. 0/0, conformément à ce qui est généralement reconnu avec les bons moteurs de ce genre, quoique les constructeurs préfèrent cependant ne s'engager que pour 65 p. 0/0, attendu que plusieurs circonstances, qui peuvent se produire accidentellement, sont susceptibles de diminuer le rendement de la turbine, telles que, une variation notable de la vitesse, le défaut d'entretien, etc.

Turbine double (fig. 11). — L'anneau extérieur de cette turbine a 3m84 de diamètre moyen;

Sa largeur intérieure dans le sens du rayon est de 0,22;

Les dimensions correspondantes de l'anneau intérieur sont :

Diamètre moyen.................. .. = 2m64
Largeur des orifices.................. = 0m77

Si nous supposions les mêmes conditions de chute et de disposition d'aubages que pour la turbine précédente, nous trouverions pour celle-ci les résultats suivants :

ANNEAU EXTÉRIEUR.

Nombre d'aubes du distributeur.	$= 48 \times \frac{3,81}{2,15} = \ldots\ldots 85$
Section d'un orifice............	$= 0,045 \times 0,220 = \ldots$ 0^{dq}·99
» totale.................	$= 0,99 \times 85 = \ldots\ldots$ 84^{dq}·15
Vitesse correspondante à la chute de 1^{m}50....................	= 5^{m}43
Dépense d'eau par seconde.....	$= 84,15 \times 54,3 = \ldots$ 4569 litres.
Puissance théorique...........	$= \frac{4569 \times 1,50}{75} = \ldots$ 91,38 chevaux

ANNEAU INTÉRIEUR.

Appliquant la même manière de procéder à l'anneau intérieur, on trouve :

Nombre d'aubes du distributeur..........	= 58
Section d'un orifice.....................	= 3^{dq}·465
» totale..........................	= 200^{dq}·97
Dépense d'eau par seconde........	= 10914 litres.
Puissance théorique....................	= 218,5 chevaux.

Mais voici pour quelles conditions cette turbine a été établie.

La source fournit l'énorme volume d'eau de 10 à 12 mètres cubes d'eau par seconde, dépense qui se réduit parfois à 2 mètres seulement.

La chute qui atteint un maximum de 3 mètres peut aussi se réduire à 1 mètre et même à 0^{m}60.

Par conséquent, l'anneau extérieur fonctionne avec la chute maximum, et permet de dépenser sous cette chute 2500 litres par seconde, même avec une partie seulement de ses injecteurs, puisque nous avons vu qu'il en absorbait plus de 4000 sous une chute bien moindre.

Avec l'anneau intérieur on dépense 8 mètres cubes par seconde, la chute réduite à 1 mètre; c'est tout à fait en rapport avec ce que nous trouvions plus haut, en supposant 1^{m}50 de chute, ce qui donnait près de 11000 litres pour la dépense.

Si nous cherchons maintenant la puissance qui peut être développée par ce moteur, nous trouvons, pour le moment des petites eaux,

$$\frac{2500 \text{ lit.} \times 3 \text{ mèt.}}{75} = 100 \text{ chevaux théoriques,}$$

et, dans le cas contraire, pour les grandes eaux,

$$\frac{10000 \text{ lit.} \times 1 \text{ mèt.}}{75} = 133,3 \text{ chevaux théoriques.}$$

Or, si le rendement s'élève seulement de 0,65 à 0,70 p. 0/0, c'est une force moyenne de 70 chevaux que peut développer la turbine.

Elle a été livrée pour 60 seulement, puissance à laquelle son arbre correspond comme dimension.

Quant à la vitesse que la turbine prend dans les conditions différentes où elle se trouve, elle est facile à apprécier.

Avec 3 mètres de chute, on fait fonctionner l'anneau extérieur dont le diamètre moyen est 3m84.

La vitesse due à 3 mètres égale.........	7,67	(8)
Le rapport $v : V$, supposé égal à........	0,6	

La vitesse de rotation devient, par conséquent,

$$\frac{7{,}67 \times 60 \times 0{,}6}{3{,}84 \times 3{,}1416} = 22{,}86 \text{ tours par } 1'.$$

Mais si la chute est réduite à 1 mètre, dont la vitesse engendrée est 4,43, cette vitesse correspondant à l'anneau intérieur, dont le diamètre moyen est égal à 2m64, il en résulte que l'on trouve pour la vitesse de rotation

$$\frac{4{,}43 \times 60 \times 0{,}6}{2{,}64 \times 3{,}1416} = 19{,}23 \text{ tours par } 1'.$$

Il suffit donc de faire varier le rapport de la vitesse de la turbine à celle de l'eau, d'une quantité presque insignifiante, pour que la vitesse de rotation soit invariable dans tous les cas.

En résumé, la turbine double semble très-bien remplir le but que l'on s'est proposé, de marcher sous des volumes et des chutes très-variables, en conservant néanmoins une même vitesse de rotation ; elle permet encore d'espérer un rendement convenable dans chaque circonstance par la condition de faire agir l'eau en des points différents de la circonférence, en même temps que l'on profite de l'admission partielle pour conserver les orifices agissants grand ouverts.

Rappelons, en terminant, que c'est M. Fontaine qui a, le premier, proposé les turbines doubles, pour lesquelles il a obtenu un brevet d'invention le 9 janvier de la même année.

Plus tard, en 1849, M. Fromont a proposé de rendre, au besoin, les deux anneaux indépendants, disant que lorsqu'on ne fait usage que de l'un des deux, l'autre est une masse nuisible qu'il faut néanmoins mettre en mouvement.

Cette idée, qui ne manque pas de justesse, n'a pu être mise à exécution, évidemment à cause de la complication où elle entraîne. On préfère donc la turbine d'une seule pièce, telle qu'elle se fait aujourd'hui et dont les résultats sont satisfaisants.

TURBINES FONTAINE PERFECTIONNÉES

DE DIVERS SYSTÈMES

(PLANCHE 17)

Nous avons eu l'occasion de montrer deux méthodes distinctes dans l'emploi et la construction des turbines, qui consistent en deux dispositions particulières pour les chutes ordinaires et pour celles qui atteignent une très-grande hauteur.

Dans le premier cas, la turbine est établie isolément au-dessous du plancher de la chambre d'eau dans laquelle le bief vient établir librement son niveau : c'est la condition la plus ordinaire et avec laquelle l'arbre de la turbine doit s'élever au-dessus du niveau supérieur.

Dans le deuxième cas, où la chute dépasse 10 à 15 mètres, par exemple, on ne peut plus donner à l'arbre une telle hauteur; on établit alors la turbine au-dessous d'un réservoir clos auquel l'eau est amenée par un conduit d'eau forcée qui part du bief alimentaire et peut posséder un développement considérable, tandis que l'arbre de la turbine est aussi court qu'on peut le désirer, suivant la hauteur que l'on donne au réservoir.

Outre que cette disposition peut être généralement applicable, elle est encore rendue facile par cette condition que les grandes chutes correspondent ordinairement aux faibles dépenses, d'où il en résulte que la turbine a de petites dimensions et qu'elle tourne très-vite; ou bien, si le volume d'eau est néanmoins considérable, on n'en prend encore qu'une partie, attendu que la force obtenue est toujours relativement très-grande par la hauteur même de la chute.

Ainsi que M. Fourneyron, M. Fontaine s'est occupé des turbines à grandes chutes, et, par conséquent, à grandes vitesses, et il a aussi proposé un mode particulier de construction pour les turbines à réservoir d'eau forcée. Mais il a étendu le même principe à un autre genre qu'il appelle *locomobile*, par la faculté que présente une turbine, ainsi disposée, de pouvoir être facilement transportée et mise en place sans aucuns travaux d'eau en maçonnerie.

En imaginant les turbines locomobiles, l'auteur a eu cette idée très-ingénieuse, autant qu'originale, de les appliquer dans l'intérieur même des villes, où elles pourraient servir de moteurs dans les ateliers en les alimentant au moyen de l'eau que l'on peut y concéder aux particuliers. La plupart des villes ont, en effet, des réservoirs d'eau, parfois très-élevés, à l'aide desquels on alimente les maisons particulières et les fontaines publiques; cette eau pourrait ainsi être utilisée comme force motrice en dehors des autres services auxquels son emploi a été limité jusqu'à présent.

Cette idée sera surtout féconde à l'égard des localités qui possèdent des sources naturellement élevées et qui pourront ainsi produire de la force sans en avoir préalablement exigé pour l'élévation de leurs eaux. Et même, dans cette dernière hypothèse, on préférera quelquefois l'emploi d'une force hydraulique à l'embarras d'une machine à vapeur, qui est souvent repoussée de l'intérieur d'un centre populeux à cause des dangers que présente son générateur.

Nous pensons qu'on verra encore avec intérêt, des mêmes constructeurs une autre disposition de turbine avec conduit d'eau forcée et admission partielle.

TURBINE A RÉSERVOIR D'EAU FORCÉE

AVEC VANNAGE A ROULEAUX

(FIG. 1 ET 2, PL. 17)

La fig. 1 est une section verticale faite par l'axe de la turbine, en supposant les deux cônes du vannage dans le plan de coupe;

La fig. 2 est une section horizontale faite à la hauteur de la ligne 1-2 de la fig. 1.

On reconnaît à l'examen de ces figures que la roue, ou turbine proprement dite A, ne diffère pas, quant à sa disposition et à son montage, de la grande turbine représentée par les fig. 1 et 2 de la pl. 16 qui vient d'être décrite.

Mais elle possède, comme caractère essentiel, une chambre d'eau J hermétiquement close, et dans laquelle l'eau, venant établir sa pression, traverse la turbine avec toute la vitesse due à la chute complète.

L'arbre creux B, à l'extrémité inférieure duquel la turbine est montée, est toujours fondu avec une partie renflée *b*, et l'extrémité supérieure munie de la roue d'angle C destinée à transmettre le mouvement. Ce renflement *b* permet de conserver un espace libre dans l'arbre creux, pour recevoir la crapaudine, le pivot et l'écrou à soulager. Le centre de cet arbre est garni de la tige verticale en fer D qui repose sur le support en fonte E, solidement boulonné à une sorte de cuvette F.

Le réservoir J est fondu avec quatre oreilles *f*, percées pour recevoir les boulons qui la retiennent solidement sur un massif en maçonnerie G, mais avec l'intermédiaire des pièces de bois *g*, dans lesquelles est encastré le bord de la cuvette J.

Le sommet de la tige D est muni de la crapaudine *a*, garnie d'un grain d'acier afin de soutenir le pivot *c*, qui est fileté pour recevoir l'écrou *d* au moyen duquel on règle la hauteur exacte de la turbine par rapport aux distributeurs.

Au-dessus de la roue mobile A, dont le moyeu est fixé à l'arbre B, se trouve le plateau fixe H des directrices, qui est boulonné sur la partie annulaire intérieure de la cuvette; le moyeu de ce plateau est garni d'un collet en bronze *h*, qui sert à maintenir latéralement l'arbre de la turbine. Celui-ci est en outre maintenu à sa partie supérieure par le second collet *h'* ajusté dans une douille *i*, qui est rapportée sur le couvercle I. Ce couvercle ferme la capacité ou chambre en fonte J,

dans laquelle l'eau arrive par le tuyau J'. Ce réservoir est muni d'un trou d'homme *j*, pour effectuer au besoin le nettoyage ou les réparations.

Un tube K entoure l'arbre mobile B, et, par ce moyen, empêche l'eau de pénétrer jusqu'à lui. Cette disposition présente l'avantage, que l'excédant de l'huile versée dans la petite cuvette du collet supérieur *h'* peut descendre par l'espace libre laissé entre le tube et l'arbre, et venir graisser le collet inférieur *h*.

Ce tube K est lui-même enveloppé sur une partie de sa hauteur, par un manchon en fonte L, à l'aide duquel on fait mouvoir le vannage. Il se trouve entouré à sa partie inférieure par une bague M pouvant monter ou descendre, mais qui doit être entraînée par lui dans son mouvement circulaire; cet effet se produit au moyen de deux clés qui sont à demeure sur le manchon et engagées dans des entailles pratiquées dans la bague M.

Cette dernière porte les rouleaux coniques N dont nous avons parlé plus haut; ces deux cônes N sont montés fous sur deux petits arbres *n* qui sont ajustés dans deux mamelons fondus avec la bague M. Le manchon L est alésé intérieurement, à sa partie inférieure, de façon à tourner librement sur le moyeu du plateau fixe des directrices H, lequel est lui-même tourné au diamètre voulu.

La partie supérieure du tube K est garnie d'une bague *k*, dont le diamètre extérieur correspond à celui intérieur du manchon, de sorte que celui-ci se trouve parfaitement centré et guidé dans son mouvement de rotation. Ce mouvement lui est communiqué par la vis sans fin O qui engrène avec la roue à denture héliçoïdale P. Cette roue pourrait n'être dentée que sur la moitié de sa circonférence, puisque le manchon porte-rouleaux sur lequel elle est fixée, n'a besoin que de tourner d'un demi-tour pour fermer complétement tous les orifices adducteurs.

La vis sans fin O est fixée sur un petit arbre horizontal *o*, qui traverse une garniture à étoupe *e* dont la boîte est fondue avec la chambre J. Cet arbre est muni d'un petit volant à main V et d'une seconde petite vis sans fin *l*. Celle-ci est en bronze, et engrène avec un petit secteur (non indiqué sur le dessin) muni d'une aiguille qui indique, sur un cadran, le nombre de vannes ouvertes ou fermées.

D'après ce que l'on a vu précédemment, il est facile de comprendre en quoi consiste la manœuvre du vannage, qui ne diffère de celui décrit plus haut que par l'agencement de sa transmission.

En agissant sur le volant V, l'engrènement de la vis O et de la roue P détermine le mouvement de rotation du manchon L, et par suite celui de la bague M qui porte les cônes et les entraîne avec elle.

On peut voir ce modèle de turbine monté et fonctionnant dans la salle des machines en mouvement du Conservatoire des arts et métiers de Paris.

TURBINE DITE LOCOMOBILE

FONCTIONNANT SOUS DE HAUTES CHUTES

AVEC VANNAGE A TIROIRS

(FIG. 3 A 7, PL. 17)

La fig. 3 est une projection verticale de la turbine, vue extérieurement du côté du canal d'échappement de l'eau;

La fig. 4 en est une projection horizontale extérieure;

La fig. 5 est une section verticale faite par l'axe, perpendiculairement à la fig. 3, et suivant la ligne 1-2 de la fig. 4;

La fig. 6 est une section horizontale, faite à la hauteur de la ligne 3-4;

La fig. 7 est un détail de l'aubage en coupe développée, suivant la ligne 5-6 (fig. 6), avec un orifice injecteur muni de la pièce mobile qui règle l'admission de l'eau.

La turbine, que représentent ces diverses figures, est dessinée à l'échelle de 1/8 de l'exécution; elle occupe, comme on peut s'en rendre compte, un espace de 60 cent. tant en longueur et largeur qu'en hauteur. Elle peut donc, par suite du peu d'emplacement qu'elle nécessite, être placée dans un établissement de dimensions restreintes, un magasin même, où elle n'occuperait pas plus de place qu'un fort compteur à gaz.

Dans ce cas, l'eau de la ville arrive par un tube et sort par un autre, qui la rejette au dehors; il n'y a alors d'apparent que l'arbre qui transmet la force motrice, et cependant cette turbine, placée sous une chute de 50 mètres et avec une dépense de 4 litres d'eau par seconde, donne, avec une vitesse de 800 tours à la minute, une force de près de 2 chevaux-vapeur par chaque injecteur.

Disposée pour deux injecteurs seulement, comme l'indique le dessin, elle donne une force de 4 chevaux, mais elle peut commodément en recevoir 8, ce qui correspond à une force de 16 chevaux-vapeur, puissance énorme comparée au peu de volume du moteur.

Les particularités distinctives de ce système sont la disposition de ces injecteurs isolés que l'on peut multiplier, et leur mode de fermeture, au moyen d'un tiroir à coulisse.

Nous allons décrire la disposition générale de cette turbine qui, en dehors des particularités que nous venons de signaler, et sur lesquelles nous reviendrons, présente encore comme aspect, assemblage, et moyen de graissage, des combinaisons nouvelles, et surtout d'une pratique excellente.

Disposition générale. — La turbine A est montée sur un arbre creux en fonte B,

disposé pour recevoir le pivot supérieur, suivant la même disposition que celles que nous avons vues précédemment.

La colonne verticale en fer D, qui forme le support fixe de la turbine, est assujétie solidement au fond de la cuvette F, fondue à cet effet avec un renflement f'. Cette cuvette, ou support de la bâche J, est fondue avec la tubulure F' d'échappement du liquide, et avec une bride circulaire E qui sert à recevoir la bâche, et à réunir avec elle la plaque en fonte H munie des injecteurs.

Sur la circonférence de la bâche J, et diamétralement opposées, sont pratiquées deux ouvertures fermées hermétiquement par des bouchons autoclaves j, qui permettent, au besoin, la visite facile de l'intérieur de la turbine. Une tubulure J' est fondue avec cette bâche, pour se raccorder avec le tuyau d'arrivée d'eau.

La plaque H des injecteurs est fondue avec la douille H', à la partie supérieure de laquelle se trouve fixée par des vis la bride d'un tube en bronze K. Ce tube enveloppe l'arbre de la turbine et le soutient à chacune de ses extrémités; la partie supérieure est filetée pour recevoir l'écrou d'un collet fendu h', et est ajusté conique, de manière qu'en le faisant tourner, il puisse descendre d'une petite quantité et gagner l'usure produite à l'intérieur du collet par la rotation de l'arbre de la turbine

Graissage. — Quoique l'injection soit partielle, et que le diamètre de cette turbine soit infiniment plus grand que si l'eau se trouvait dépensée sur le pourtour complet, la vitesse n'est pas moindre de 800 tours par minute sous une chute de 50 mètres; cette vitesse énorme entraînerait nécessairement une usure rapide des pièces en contact, si une disposition toute particulière de graissage ne venait pas atténuer les frottements, autant que possible.

Cette disposition consiste dans l'application d'un cylindre creux en cuivre L, fermé hermétiquement à sa partie inférieure par un petit presse-étoupe h, qui le maintient fixé à l'arbre B de la turbine. Ce cylindre creux forme un réservoir d'huile qui tourne avec l'arbre; des trous percés en grand nombre sur la circonférence de la douille K, facilitent l'introduction de l'huile entre les parties frottantes.

On conçoit alors que, le réservoir étant constamment rempli d'huile, le frottement de l'arbre sur la douille s'effectue toujours sur des surfaces bien lubrifiées; en un mot, le graissage étant continu, l'échauffement n'est pas à craindre malgré la grande vitesse de la turbine.

La capacité du réservoir, duquel d'ailleurs l'huile ne peut s'échapper, est suffisante pour qu'il n'y ait lieu de la renouveler qu'environ tous les trois mois; dans ce but, un petit tube terminé par un robinet r est placé à la partie inférieure près du collet.

Vannage des orifices injecteurs. — L'extrême réduction du volume d'eau et le peu d'injecteurs ont nécessairement conduit à accepter un vannage particulier, différent de celui dit *à rouleaux*, convenable pour les turbines qui reçoivent l'eau sur leur pourtour entier, et dont les dimensions sont moins restreintes.

Dans la turbine dont nous nous occupons actuellement, il existe en tout deux orifices injecteurs s qui sont réglés chacun par un tiroir en bronze t présentant une lèvre qui constitue l'une des parois de l'orifice.

Ces injecteurs *s*, dont la fig. 7 est un détail en coupe, se composent donc d'une partie fixe et d'une autre mobile.

La première est une ouverture évasée, pratiquée dans l'épaisseur du plateau H, dont l'un des côtés est vertical et l'autre courbe, avec l'inclinaison qui convient à l'introduction de l'eau dans l'aubage de la turbine.

La seconde partie est la pièce mobile *t*, qui se meut absolument comme un tiroir, en glissant sur la surface et dans une rainure pratiquée au plateau H. Lorsque cette pièce mobile touche la paroi courbe de l'injecteur, celui-ci est complétement fermé; mais lorsqu'on la fait avancer du côté de la paroi verticale de l'ouverture, on livre passage à l'eau à divers degrés; la fonction en est assez précise pour arriver au besoin à réduire l'épaisseur du filet fluide à moins d'un millimètre.

Il résulte de ce nouveau mode de vannage que, quel que soit le degré d'ouverture de l'injecteur, l'épaisseur seule du filet d'eau, dirigé sur les aubes A' de la turbine (fig. 7) varie, tandis que sa forme et sa direction, au contraire, ne changent pas, ce qui doit avoir pour résultat de conserver à la turbine le même rapport d'effet utile avec des dépenses variables.

Pour faire mouvoir simultanément les deux vannes ou tiroirs *t*, un petit mécanisme de transmission, que l'on voit très-bien sur la fig. 6, est appliqué sur la bâche J, fondue à cet effet avec un renflement, une boîte à étoupe *u* et deux supports U.

La boîte à étoupe est traversée par un arbre vertical L, forgé à sa partie inférieure avec un petit excentrique *s'*, engagé dans une gorge circulaire ménagée au bras *t'*. Ce bras fait partie d'un collier en deux pièces T, solidement réunies par des boulons, et forgé avec deux autres bras auxquels sont fixés les tiroirs mobiles *t* des injecteurs.

La partie supérieure de l'arbre vertical L, en dehors de la boîte *u*, est garnie d'un secteur denté en bronze P, qui engrène avec la vis sans fin O. Ce secteur est fixé sur un petit arbre horizontal *o*, monté dans les supports U, et muni à l'une de ses extrémités d'un petit volant à main V.

Au moyen de ce volant, on fait tourner la vis O, et par suite, le secteur P, fixé sur l'arbre L; celui-ci, au moyen du petit excentrique *s*, déplace à droite ou à gauche le bras *t'*, suivant le sens dans lequel on a tourné le volant V. Le collier T, qui fait partie de ce bras, se meut donc en entraînant simultanément les deux tiroirs *t*, qui ferment ou ouvrent à volonté les deux injecteurs; et, comme il est facile de s'en rendre compte par la nature même du jeu de l'excentrique, cette ouverture peut être aussi faible qu'on peut le désirer.

La turbine que nous venons de décrire est appelée *locomobile* par son auteur, parce qu'elle peut facilement être montée sur un chariot, et présenter ainsi un moteur hydraulique transportable qui, dans les localités où l'eau est introduite dans les conduits de distribution sous une grande chute, peut être utilisé, soit pour des épuisements, soit pour élever des matériaux dans les travaux de construction, etc.

Enfin nous ne voyons pas qu'il soit nécessaire d'insister davantage sur les services qu'une semblable machine pourrait rendre; l'énumération des principes, sur quoi sa construction est basée, suffit pour laisser apercevoir toutes les circonstances de son application.

TURBINE A ADMISSION PARTIELLE

AVEC BACHE ISOLÉE ET VANNAGE A ROULEAUX

(FIG. 8 ET 9, PL. 17)

Ce dernier système est une variété qui peut être considérée comme participant à la fois des grandes turbines ordinaires et de celles qui reçoivent l'eau par réservoir clos.

L'appareil tournant est, en effet, semblable à la turbine représentée pl. 16; mais le distributeur annulaire est remplacé ici par une bâche close, qui reçoit l'eau motrice à l'instar du réservoir cylindrique fig. 1, pl. 17, et dont la base, en rapport avec l'aubage de la turbine, est munie d'orifices adducteurs; le tout n'occupe qu'une fraction de la circonférence.

Les auteurs se sont proposé, par cette autre disposition, de profiter de l'avantage que présente l'admission partielle, de réduire les vitesses de rotation résultant des grandes chutes, en agrandissant le diamètre de la turbine, mais en évitant l'inconvénient du système à réservoir cylindrique avec lequel la turbine étant complétement cachée, il est presque impossible de la maintenir dans un bon état d'entretien.

Le simple examen de la fig. 8 suffit déjà pour faire voir qu'en effet la turbine est complétement dégagée et tout à fait hors de l'eau.

Ce mode particulier a permis l'emploi du vannage à rouleaux, mais avec des modifications *ad hoc*, ainsi qu'on le verra plus loin.

Ainsi que l'indique la fig. 8, la turbine A est fixée à l'extrémité de son arbre creux B, traversée par une tige en fer D qui porte, comme dans les systèmes précédemment décrits, le pivot supérieur *a c*.

Le collet en bronze *h'* est disposé en cône et fixé avec des vis de serrage dans une douille en fonte K, afin de maintenir l'arbre mobile B dans une verticalité parfaite, et remédier à l'usure en faisant, au besoin, descendre le collet dans la douille, comme nous l'avons expliqué plus haut au sujet de la turbine locomobile.

La bâche J de cette turbine, dont la tubulure J' est garnie d'une bride pour recevoir celle du tuyau d'arrivée de l'eau, présente une forme toute particulière; elle n'occupe qu'une portion de la circonférence de la roue A et elle est boulonnée avec la plaque H, fondue avec les injecteurs qui, eux aussi, n'occupent environ que les deux cinquièmes de la circonférence.

Dans l'intérieur de cette bâche se trouve le rouleau conique N, dont l'axe *n* est engagé entre les bras d'un levier à fourche M'. Ce levier est denté et forme ainsi une crémaillère semi-circulaire dont le centre est celui de l'axe de la turbine; il est logé, soit presque complétement, soit en partie dans la boîte en fonte M, fixée sur l'un des côtés de la bâche, suivant le nombre d'adducteurs fermés ou ouverts par la bande en gutta-percha *r* qui s'enroule sur le cône.

Dans la boîte M se trouve un pignon P, dont l'axe L traverse une boîte à étoupes, et monte au-dessus du plancher de l'usine. Cet arbre est mis en mouvement par un système de rouages dont la disposition dépend de la localité.

On voit donc que, par suite de l'agencement de l'arbre L et du pignon P, on peut faire mouvoir, à droite ou à gauche, à volonté, la crémaillère M' et avec elle le rouleau.

Quand celui-ci se trouve au bout de sa course en *j'*, tous les orifices sont fermés, c'est-à-dire couverts par le segment de gutta-percha garni de platines en fer.

Comme ce segment est fixé d'un bout en *j* et de l'autre au rouleau, si l'on fait tourner ce dernier en sens inverse, son poids le maintenant toujours bien en contact et le forçant de tourner sur lui-même, il enroulera naturellement le segment de gutta-percha, et, quand il sera arrivé au point *j*, tous les orifices seront alors découverts.

Nous dirons, en terminant, que l'établissement de Chartres est l'un de ceux qui, jusqu'ici, ont exécuté le plus de turbines hydrauliques et qui est peut-être aussi celui qui a apporté à ce genre de moteurs le plus de modifications, de perfectionnements utiles.

Cet établissement n'a pas monté, depuis 1844, moins de 600 de ces moteurs formant ensemble une force effective de plus de 10,000 chevaux.

N'est-ce pas la meilleure preuve que le système Fontaine a été apprécié dans l'industrie? Il se répand de plus en plus tous les jours non-seulement en France, mais encore à l'étranger.

TURBINES EN DESSUS, DU SYSTÈME FONTAINE

Par MM. CH. CALLON ET GIRARD, ingénieurs civils

HYDROPNEUMATISATION

(PLANCHE 18)

Ainsi que les turbines Fourneyron, celles du système Fontaine ont été étudiées par un certain nombre d'ingénieurs qui ont proposé diverses dispositions ayant pour objet de remédier à différents inconvénients qu'ils pensaient leur avoir trouvés. De cela on peut dire qu'il n'est en effet pas douteux que ces machines n'aient leurs côtés faibles, ainsi que bien d'autres du reste, et qu'il y a toujours lieu à chercher de quelles améliorations on pourrait bien les doter.

C'est avec juste raison que l'on a reproché aux premières turbines de ne pas donner un égal rendement avec des volumes d'eau variables : nous avons pu voir qu'en effet, les plus importantes recherches des auteurs primitifs ou de leurs imitateurs avaient été portées vers les conditions d'un bon vannage, permettant de modifier les orifices de dépense des turbines suivant les quantités d'eau variables disponibles, tout en conservant leurs formes pour les meilleures conditions du passage de l'eau.

C'est ainsi que nous avons vu M. Fourneyron diviser la hauteur de sa couronne mobile par des cloisons permettant de considérer l'ensemble de l'aubage comme composé de plusieurs capacités différentes, mais pouvant se remplir complétement chacune en ne leur livrant que des volumes d'eau proportionnels. Puis beaucoup plus récemment, le même ingénieur a proposé une vanne dont la paroi supérieure est mobile et se déplace comme elle (p. 299).

De son côté, M. Fontaine, après avoir fait usage de vannes partielles, imagina le vannage à rouleaux dont le résultat est l'admission partielle, quant à la circonférence de la turbine, et conservant aux orifices ouverts la forme qui convient le mieux au passage du fluide moteur.

Il en est de même d'un grand nombre d'autres ingénieurs qui se sont également occupés des turbines, et qui ont aussi imaginé des systèmes plus ou moins ingénieux ou praticables.

L'admission partielle, primitivement proposée par diverses personnes, et particulièrement par MM. Burdin, P. Callon et Gentilhomme, a été encore reprise depuis par MM. Ch. Callon et Girard, qui l'ont appliquée plus spécialement à des turbines Fontaine, mais de plus, avec l'adjonction d'un moyen particulier qu'ils ont appelé *hydropneumatisation*.

Quelques mots suffiront pour faire comprendre en quoi consiste ce procédé.

Voulant conserver au passage de l'eau dans l'aubage les mêmes conditions que lorsque celui-ci n'est pas noyé par les eaux d'aval, ils abaissent ces dernières au-dessous de la turbine en lui formant un réservoir étanche dans lequel on comprime de l'air. (Ce procédé a été amplement décrit dans un brevet d'invention pris par M. Girard, en date du 28 novembre 1849, et était supposé appliqué à tous les moteurs hydrauliques et aux barrages).

Les deux turbines représentées par la pl. 18 ont été étudiées par MM. Ch. Callon et Girard, et construites dans les ateliers Fromont, Fontaine et Brault.

L'une d'elles (fig. 1 et 2) a été établie chez MM. Bryan-Donkin et Ce, de Londres. Elle est d'une puissance de 28 chevaux effectifs, fonctionnant sous une chute invariable de $13^{m}12$. Par l'élévation de la chute, on a dû adopter le système en bâche permettant de réduire la longueur de l'arbre, suivant ce que nous avons montré à l'égard de la turbine de Dampierre, par M. Fourneyron, et celle représentée pl. 17.

L'autre turbine (fig. 3 et 4 de la pl. 18) est un exemple d'un procédé particulier de faire mouvoir les vannes partielles et de l'hydropneumatisation. Elle a été établie chez M. Dufay, à la papeterie d'Égreville (Seine-et-Marne), où elle fonctionne sous une faible chute et peut néanmoins fournir une puissance capable de s'élever jusqu'à 35 à 38 chevaux, environ, par le grand volume d'eau disponible.

Nous décrirons ces deux moteurs en n'insistant, du reste, que sur les points présentant des particularités que nous n'ayons pas encore eu l'occasion de citer.

TURBINE EN BACHE AVEC VANNAGE A PAPILLON

(FIG. 1 ET 2, PL. 18)

Le fonctionnement de la couronne mobile A et sa relation avec l'arbre moteur creux C sont les mêmes que ce que l'on a pu voir précédemment à l'égard de toutes les turbines Fontaine; le mode de suspension par le pivot en dessus est aussi identique.

Mais la chambre d'eau est constituée par le réservoir cylindrique clos, D, auquel la couronne fixe B, des directrices, forme le fond. L'eau lui est fournie par une conduite fermée venant se raccorder à la tubulure *c* fondue avec lui.

Ce réservoir, formant aussi le point d'appui de tout l'ensemble du mécanisme, porte à sa partie supérieure, et boulonné avec lui, une pièce en fonte E, garnie de la douille en bronze *a* pour guider l'arbre moteur au-dessous de la cage du pivot, lequel arbre a, comme autre part, son guide inférieur ménagé au centre de la couronne fixe.

Le passage de l'arbre, au travers de la bâche D, est protégé par une enveloppe centrale *b* fondue avec la pièce principale D, qui tient l'eau éloignée de l'arbre et sert aussi de guide au vannage à papillon F dont nous allons parler.

TURBINE A VANNES PARTIELLES

(FIG. 3 A 6, PL. 18)

La turbine représentée en coupe verticale (fig. 3) a été établie chez M. Dufay, à la papeterie d'Égreville, ainsi que nous l'avons dit déjà.

Elle se distingue principalement par le mécanisme employé à la manœuvre des vannes dont chaque aube directrice est munie, de même que la turbine Fontaine primitive. Seulement, au lieu de faire lever toutes ces vannes à la fois, cette disposition-ci permet de les soulever successivement, et deux par deux diamétralement opposées l'une à l'autre, de façon à produire encore à volonté l'admission partielle ou totale, mais, dans tous les cas, à pleine ouverture pour chaque orifice adducteur mis en jeu.

Le problème est résolu à l'aide d'une poulie horizontale D, montée sur un collet spécial, concentriquement à l'arbre moteur C. Cette poulie porte à sa circonférence deux gorges ou rainures *e* se raccordant l'une à l'autre aux deux extrémités d'un même diamètre, par des parties courbes *e'*, très-adoucies, ainsi que cela se trouve indiqué fig. 3, où cette poulie est représentée en vue extérieure.

Elle est aussi vue horizontalement et isolée (fig. 4); les fig. 5 et 6 la représentent en détail avec les parties qui s'y rattachent, suivant une coupe verticale partielle et la projection horizontale extérieure de l'un des bras avec une portion de la couronne.

Toutes les tiges *c* des vannes F étant guidées à leur partie supérieure par une couronne fixe D', qui est percée de trous pour leur passage, elles portent au-dessus de cette couronne un talon cylindrique *c'* qui s'engage dans les gorges *e* de la poulie D; (nous supposerons, pour l'instant, que ce soit dans la gorge inférieure comme cela est représenté en détail, fig. 5).

Si maintenant on vient à faire tourner la poulie D autour de son axe, et d'une faible quantité, toutes les tiges *c* dont les talons se trouvent dans la partie cylindrique de la gorge resteront immobiles, ou autrement dit, ne seront pas soulevées; mais celles qui sont engagées près des deux parties courbes *e'*, raccordant la gorge inférieure avec celle supérieure, suivront nécessairement ces courbes, et, amenées dans la gorge supérieure, se trouveront soulevées d'une hauteur correspondante à l'écartement de ces deux gorges.

Par conséquent, ce qui vient d'avoir lieu pour deux vannes diamétralement opposées, lorsqu'on n'a fait tourner la poulie D que d'une quantité correspondante au développement du raccord *e'*, arrivera pour deux autres vannes voisines des deux premières, en tournant encore la poulie d'une même quantité; enfin, après avoir fait faire à cette poulie une demi-révolution complète, toutes les vannes seront levées et leurs talons engagés dans la gorge supérieure.

d'éviter l'engorgement de la turbine et de maintenir, dans tous les cas, *la libre déviation de la veine fluide* à son passage dans les aubes réceptrices.

La forme des aubages de ces diverses turbines a été également déterminée dans la même intention.

La fig. 7, qui est une coupe développée des aubages de l'une d'elles, indique que le nombre de directrices est supérieur à celui des aubes de la couronne mobile, de façon que l'écartement maintenu entre ces dernières soit plus grand que celui des directrices et que les veines fluides suivent exclusivement la face concave des courbes réceptrices, sans jamais remplir l'espace ménagé entre elles. (Voir pour les effets obtenus et la forme des aubes, les données complémentaires, chapitre XI).

Des expériences comparatives ont été faites sur ces turbines pour déterminer les effets produits par le dénoyage résultant de l'hydropneumatisation : les résultats ont été trouvés satisfaisants.

Mais il reste à se demander s'il en serait de même en toutes circonstances, et si la force dépensée pour comprimer l'air n'établit pas une compensation avec celle que l'on perd réellement lorsque la turbine marche noyée.

Comme il n'est guère possible de se prononcer d'une façon absolue, en raison même de la diversité des cas qui se présentent, mais que le procédé est néanmoins très-simple et peu coûteux à établir, et qu'il est toujours possible d'en interrompre la fonction à volonté, nous pensons qu'on peut très-bien l'appliquer chaque fois qu'une turbine est susceptible d'être noyée.

On aurait ainsi un moyen de plus à sa disposition et sans inconvénients, puisqu'il suffit d'arrêter la marche de la pompe pour remettre la turbine dans les conditions ordinaires, et établir une comparaison entre les deux situations comme résultat de puissance motrice obtenue.

Nous étant réservé un chapitre spécial pour tout ce qui est tracé géométrique ou règles pratiques, nous bornons là ce qu'il peut y avoir à dire, quant à la construction, des turbines qui dépensent l'eau verticalement, et qui ont été mises au jour pour la première fois par M. Fontaine, après les essais plus ou moins fructueux d'Euler et de Burdin, le premier en cherchant à appliquer le principe de la réaction, mais en imaginant la superposition des roues fixe et mobile, et M. Burdin par ses essais de Pont-Gibaud. Les turbines Jonval-Kœchlin, dont nous allons parler, ont cependant cette même disposition : mais elles sont citées pour un mode d'application tout particulier qui permet de les classer à part des précédentes.

FIN DU CHAPITRE NEUVIÈME

CHAPITRE X

TURBINE EN DESSUS, DITE TURBINE JONVAL-KŒCHLIN

(PLANCHE 19)

Le moteur dont nous allons nous occuper constitue presque exactement dans son ensemble une turbine Fontaine, dont la bâche serait disposée pour que cette turbine fonctionnât à un point quelconque, pris dans la hauteur de la chute, c'est-à-dire qu'au lieu de la placer tout à fait à la hauteur du niveau d'aval, cette turbine pourrait et peut être placée arbitrairement entre les deux niveaux.

Cette turbine est quelquefois simplement nommée turbine Jonval ; mais il est plus exact d'ajouter le nom de M. Kœchlin, attendu que si Jonval est l'inventeur de la disposition, c'est M. Kœchlin qui l'a véritablement rendue pratique.

Jonval, praticien intelligent, prit, le 27 octobre 1841, un brevet d'invention pour un moteur qu'il appelait : *machine hydraulique, veine virtuelle*, dite *turbine Jonval*. Ainsi qu'on le verra plus loin, l'auteur avait imaginé de placer une roue, munie d'aubes, dans l'intérieur d'un conduit amenant l'eau motrice, mais, suivant lui, essentiellement rétréci à l'endroit où se trouvait la roue.

Jonval ayant cédé son droit d'exploitation à MM. André Kœchlin et Cᵉ, constructeurs à Mulhouse, son moteur reçut d'abord d'importants perfectionnements de forme; mais surtout le véritable principe sur lequel est basée sa fonction fut découvert, principe que l'inventeur ne semble avoir aucunement soupçonné.

Ainsi il résulte de ceci que Jonval a réellement imaginé de faire fonctionner une turbine dans une condition nouvelle, mais sans en découvrir le véritable principe qui a été trouvé par MM. Kœchlin et Cᵉ, et qui ont seuls donné aussi à la turbine ses dispositions définitives.

Il sera facile de se rendre un compte exact de l'état des choses par la relation succincte que nous donnons de la turbine primitive de Jonval et des études faites par MM. Kœchlin, et enfin par la description de la turbine perfectionnée actuelle.

TURBINE PRIMITIVE DE JONVAL

En demandant son brevet, Jonval disait avoir remarqué que lorsqu'on oblige un fluide à suivre une conduite dont un point présente un rétrécissement, il en passe autant par la partie rétrécie que par les sections les plus grandes de la conduite ; et

que les efforts exercés par la veine fluide pour reprendre la direction rectiligne, qu'elle aurait si la conduite était cylindrique, peuvent être utilisés et transformés en force motrice.

S'appuyant sur ces données, dont l'énoncé est inexact, Jonval proposa plusieurs dispositions de moteurs, et, entre autres, la suivante que nous décrirons comme s'approchant le plus de la forme sous laquelle cette turbine a été appelée à se propager à côté des autres moteurs.

Fig. 37.

La fig. 37 est la reproduction exacte de celle donnée par Jonval comme l'une des applications de son principe.

Les eaux d'amont viennent établir leur niveau *d-e* dans un réservoir auquel est adapté un conduit A, dont l'entrée forme entonnoir, et qui devient ensuite cylindrique. Un deuxième conduit B est boulonné au précédent et se recourbe horizontalement dans les eaux d'aval dont le niveau est en *f-g;* son extrémité ouverte est munie d'une vanne à tiroir *c* servant à régler l'écoulement du fluide.

La roue motrice présente à peu près les mêmes conditions que la turbine Fontaine, si ce n'est que les aubes ou palettes, *h*, sont libres extérieurement et sont comme implantées dans la partie qui constitue le moyeu relié à l'axe *a* de rotation.

Cette roue est placée à l'intérieur d'une pièce cylindrique D, ajustée dans le conduit adducteur A, et qui se termine à sa partie inférieure par un croisillon formé de palettes courbes présentant leur convexité vers la partie supérieure; la turbine tournait donc au-dessus de ces palettes et avait son point d'appui fixe ménagé dans cette partie de la pièce D.

La turbine doit se mettre en mouvement aussitôt que l'on favorise l'écoulement du fluide en levant la vanne inférieure *c;* l'eau vient agir sur les aubes *h* de la roue mobile et lui imprime un mouvement de rotation.

Mais Jonval, se basant toujours sur la direction rectiligne que le fluide, suivant lui, cherche à conserver, avait placé au-dessous de la roue mobile ce croisillon fixe formé d'aubes convexes qui étaient appelées à aider le fluide à reprendre sa direction parallèle à l'axe du conduit, après que son action sur la roue mobile était terminée.

Voilà donc, dans son ensemble, l'invention de Jonval, dont le seul point pratique, qui eut du succès, est la position de la roue mobile par rapport à la hauteur de chute. Cette découverte eut pour résultat de prouver aux mécaniciens qu'une turbine pouvait fonctionner utilement sans qu'elle se trouvât placée justement à la partie inférieure de la chute, condition vraiment précieuse dans bien des circonstances, ainsi que nous le montrerons plus loin.

C'est sous l'impression résultant de ce que l'on pouvait espérer de cette nouvelle disposition que M. A. Kœchlin, constructeur à Mulhouse, s'entendit avec Jonval pour exploiter son invention et la reprendre en quelque sorte en sous-œuvre, afin d'en dégager les erreurs, et enfin la rendre pratique.

En effet, Jonval s'était complétement trompé sur la cause, tout en découvrant un fait pratique rationnel. Il disait que le fluide à son passage dans la roue mobile avait toute la vitesse due à la hauteur de la charge d'eau au-dessus de la roue, plus une certaine augmentation due au rétrécissement du conduit. C'est bien là ce qui se passe, mais la raison est autre, comme on le verra plus loin, que ce qu'il pensait.

Quoi qu'il en soit, M. Kœchlin étudia les conditions de marche de ce moteur ainsi disposé, et fit part de ses recherches à la Société industrielle de Mulhouse, qui en fit publier un rapport où nous allons puiser les renseignements nécessaires pour élucider complétement cette intéressante question.

PRINCIPE DE LA TURBINE JONVAL

ÉTUDES DE M. ANDRÉ KŒCHLIN

M. Kœchlin énonça en ces termes le principe en vertu duquel la turbine Jonval fonctionnait :

« En mettant en communication deux biefs superposés par un tuyau dont on resserre la section par un récepteur placé en un point quelconque, pris dans sa

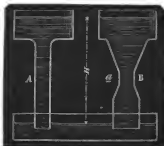
hauteur, la vitesse de la veine fluide à l'endroit ainsi resserré, sera celle due à la différence de hauteur des deux niveaux.»

Par conséquent, le moteur, recevant tout le poids d'eau fourni par la source, avec la même vitesse que s'il était placé au point le plus bas de la chute, rend théoriquement tout ce qu'on peut obtenir, puisque la force vive du fluide est la même dans les deux cas.

Quant à l'étranglement de la conduite, on verra que ce n'est pas une condition essentielle du problème, mais plutôt une nécessité du fonctionnement, qui mène à agrandir autant que possible le conduit en dehors de la roue mobile pour que le fluide n'y conserve qu'une faible vitesse : c'est ce qui a été déjà mentionné plus haut à l'égard des turbines Fourneyron.

Pour permettre de bien apprécier la situation, faisons l'expérience suivante :

Fig. 58.



Imaginons deux vases A et B, fig. 58, composés chacun d'une cuvette supérieure, exactement de même dimension toutes deux, et d'un conduit vertical d'une égale hauteur, mais le premier étant cylindrique tandis que le second est formé d'une embouchure conique continuée par une partie cylindrique *a* de même diamètre que le conduit du vase A, laquelle partie *a* se raccorde par un autre cône à une partie cylindrique plus grande de diamètre que la précédente; les deux vases plongent d'ailleurs dans un même bassin contenant de l'eau.

Si ces deux vases avaient été primitivement fermés à leur extrémité inférieure, et remplis d'eau suivant une même hauteur H, à partir du niveau dans la cuvette, en débouchant ces mêmes orifices l'écoulement se produirait.

Proposons-nous d'examiner comment s'effectuerait cet écoulement pour chacun d'eux, en raison de la différence de forme des conduits verticaux.

Pour celui A, dont le tube est cylindrique, la tranche de liquide située dans ce tube au même niveau que l'eau de la cuvette devra prendre la vitesse due à la hauteur H des deux niveaux, et chaque tranche successive, prise à toutes les hauteurs du tube vertical, devra prendre une même vitesse, attendu qu'il ne peut pas se former de vide entre elles, ce qui arriverait si les tranches inférieures se mouvaient

plus rapidement que les autres, en raison de la forme exactement cylindrique du conduit vertical, dont toutes les sections horizontales sont égales.

La vitesse est donc uniforme dans toute la hauteur de la colonne liquide et correspondante à celle due à la hauteur H; et le volume d'eau écoulé est égal au produit de cette vitesse par la section uniforme du conduit.

Voyons maintenant comment les choses se passent à l'égard du deuxième appareil, dont le conduit vertical n'a pas une section uniforme :

La tranche de liquide située à la hauteur du niveau dans la cuvette tendrait bien à s'écouler avec la vitesse due à la hauteur de pression H, mais il faudrait pour cela que la vitesse que prendrait le liquide, dans la partie étranglée *a*, fût plus grande que celle due à la hauteur H, attendu que le volume d'eau qui s'écoulerait par la partie inférieure du conduit, ne pourrait s'écouler de même par la partie étranglée qu'avec une vitesse en rapport inverse des sections.

Or cette vitesse ne peut être plus grande que celle due à la hauteur totale H; car si nous supposions que la partie cylindrique au-dessous de l'étranglement eût la hauteur d'une pression atmosphérique, c'est-à-dire au moins 10 mètres (1), il se formerait un vide au-dessus de la colonne d'eau, vide dans lequel l'eau s'écoulerait par l'étranglement, et avec une vitesse due à la charge de la partie supérieure du conduit, plus la pression atmosphérique, qui équivaut, disons-nous, à une colonne d'eau de 10 mètres de hauteur.

Par conséquent cette hauteur initiale serait précisément la hauteur totale que nous avons supposée, dans ce cas, égale à la colonne liquide qui existe au-dessus du niveau dans le récipient inférieur.

Donc, la plus grande vitesse que puisse prendre une colonne d'eau en mouvement dans une conduite verticale est celle due à la différence H des deux niveaux (les pressions sur les surfaces libres étant égales bien entendu); et comme la plus petite section de cette conduite correspond aussi à la vitesse maximum, on en déduit que, dans la partie étranglée *a*, la vitesse du fluide est celle due à la hauteur H.

Comparant, en résumé, l'écoulement de l'eau dans les deux vases A et B, nous en déduisons qu'il est le même dans les deux cas, puisque nous avons admis que le diamètre de l'étranglement est égal à celui du conduit vertical A, ou, autrement dit, les volumes écoulés dans des temps égaux sont aussi équivalents.

Par conséquent, il devient constant qu'une roue réceptrice peut être placée en un point intermédiaire de la chute, et en recueillir tout l'effet utile, à la seule condition qu'il ne se produise pas d'espaces vides entre le dessous de la roue et le niveau d'aval.

C'est pourquoi l'on établit un conduit fermé pour obtenir l'étanchement dans cette partie et tenir les eaux en quelque sorte suspendues comme dans un baromètre, ou dans la colonne d'aspiration d'une pompe.

A l'égard de ce conduit inférieur, il est utile de remarquer que, si la question d'étranglement n'entre pas directement dans les données du problème, il est néan-

(1) On sait que la pression atmosphérique, par unité de surface, correspond au poids d'une colonne de mercure de 0m76 de hauteur, ou d'une colonne d'eau de 10m33 à la température de + 1°; soit, environ, 1k033 par centimètre carré.

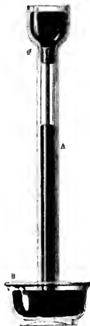
moins nécessaire que ce conduit présente une section bien supérieure à celle des orifices de la turbine. Car, s'il en était autrement, l'eau qui devrait quitter la turbine avec une vitesse presque nulle, ne pourrait pas s'écouler; il y aurait engorgement.

Mais si la turbine peut être placée en un point quelconque de la hauteur de la chute, cette hauteur ne doit pas, cependant, excéder 10 mètres, ou une pression atmosphérique, au-dessus du niveau d'aval, attendu que dans cette circonstance il se formerait un vide réel au-dessous de la turbine, et par suite une perte de chute.

En effet, il résulte justement de l'expérience citée plus haut, que la vitesse du fluide dans le récepteur ne peut pas être supérieure à celle due à la hauteur de la colonne liquide au-dessus de la roue mobile, plus 10 mètres environ; donc l'excédant de hauteur sur 10 mètres au-dessous de la turbine sera complétement perdu pour l'effet utile.

D'ailleurs un vide au-dessous de la roue mobile ne pourrait que nuire au passage des filets fluides au travers des aubes.

Fig. 59.



Il sera donc convenable de ne jamais atteindre cette hauteur, ce qui, au reste, est rarement nécessaire.

Ce point a été précisément examiné, d'une façon particulière, par les membres de la commission déléguée par la Société industrielle de Mulhouse pour faire des essais sur la turbine Kœchlin.

Ces messieurs en ont fait une expérience spéciale, que nous croyons devoir rapporter comme historique de la question.

La fig. 59 peut donner une idée suffisante de l'appareil employé pour faire cette expérience.

C'est un véritable baromètre à mercure composé de son tube en cristal A et d'une cuvette B.

Mais le tube est terminé en haut par un évasement formant en quelque sorte réservoir supérieur et entonnoir; un bouchon *a*, qui peut être facilement retiré à volonté, sert à fermer la colonne barométrique.

On retire pour un instant le bouchon, puis en fermant l'extrémité inférieure du tube avec le doigt on le remplit entièrement de mercure, et on remet le bouchon en place.

Si l'on plonge ensuite le tube ainsi rempli dans la cuvette B pleine de mercure, et que l'on retire le doigt, le mercure s'abaisse dans le tube A à la hauteur ordinaire de la pression atmosphérique; mais le bouchon *a* étant percé d'un petit trou, le mercure resté dans le réservoir supérieur s'écoule nécessairement, et, traversant la chambre barométrique, vient se joindre à la colonne de mercure du tube A.

Cette expérience, faite dans un moment où la question était tout récemment posée, avait pour but de faire connaître ce qui pourrait arriver à une turbine qui serait placée précisément dans les mêmes conditions que le bou-

chon o, c'est-à-dire, avec un vide barométrique au-dessous d'elle, résultant alors d'une colonne d'eau inférieure de plus de 10 mètres de hauteur.

Elle prouva qu'en effet l'écoulement du liquide ne modifie aucunement la hauteur de la colonne barométrique, et qu'il est lui-même exactement dans les mêmes conditions que si la chambre barométrique n'existait pas, et que le sommet de la colonne de mercure fût immédiatement en contact avec le bouchon : d'où l'espace vide constituant la chambre barométrique est complétement perdu pour l'effet utile, si ce vide se produit au-dessous d'une turbine.

Ces notions préliminaires permettront de bien apprécier le but proposé, et de bien faire comprendre la description détaillée que nous donnons ci-après d'une turbine construite sur ces principes, non pas à la vérité par M. Kœchlin, mais par M. Fossey, ingénieur français, résidant en Espagne depuis longtemps.

A quelques détails de construction près, c'est exactement une turbine semblable à celles exécutées par la maison André Kœchlin. On peut même la considérer comme tout à fait analogue à celle qui a été présentée dans l'origine à la Société industrielle de Mulhouse. Nous ne manquerons pas, du reste, d'indiquer les quelques différences qui peuvent y exister.

Notons déjà, comme modification importante apportée à la turbine primitive de Jonval, l'adjonction d'un cercle de directrices, comme dans les turbines Fontaine, et la suppression de cette espèce de conducteur ou *redresseur* que Jonval, dans la fausse idée qu'il avait du principe, avait cru utile de disposer au-dessous de la roue mobile, ainsi qu'on a pu en juger par la fig. 57 qui précède.

TURBINES JONVAL-KŒCHLIN

Construites par M. ED. FOSSEY, ingénieur

(FIG. 1 A 11, PL. 19)

La turbine représentée en détails, pl. 19, est montée à Lasarte (Espagne), où elle met en mouvement un moulin à blé, primitivement composé de huit paires de meules marchant par courroies, mais qui peut en recevoir jusqu'à douze paires environ, d'après la puissance que le moteur est capable de développer. Cette turbine fonctionne, en effet, sous une chute de 4 mètres; et elle reçoit assez d'eau pour rendre 50 chevaux de puissance disponible.

La fig. 1re du dessin représente l'ensemble du moteur en coupe verticale, passant par l'arbre horizontal qui transmet le mouvement au moulin ;

La fig. 2 représente le même ensemble, mais les maçonneries, seulement, en coupe faite perpendiculairement à celle précédente;

Les fig. 3 à 6 représentent isolément le distributeur et la roue mobile;

Les figures suivantes sont des détails de quelques organes détachés du mécanisme.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

L'emplacement du moteur a une disposition tout à fait analogue à ce que l'on a pu voir précédemment pour les autres turbines fonctionnant sous des hauteurs de chute ordinaires : c'est-à-dire que les eaux d'amont viennent établir librement leur niveau dans un chenal en maçonnerie prolongé à l'intérieur de l'usine, et s'écoulent dans le bief d'aval en passant par la turbine qui est établie sur le bâti en charpente G séparant exactement les deux biefs.

Par la nature même du système, la roue mobile A tourne à l'intérieur d'un cylindre de fonte, qui, s'appuyant sur le plancher G, descend jusqu'au-dessous du niveau du bief d'aval. Ce cylindre est composé dans sa hauteur de plusieurs parties portant des rebords par lesquels on les réunit au moyen de boulons.

La partie D de ce cylindre, ou conduit vertical, est celle par laquelle l'ensemble est rattaché à la charpente, et où se meut la turbine; c'est elle aussi qui reçoit l'anneau fixe des directrices. A cet effet, elle est munie à son sommet d'un rebord pouvant recevoir les boulons nécessaires à son assemblage avec le plancher, et assez large pour qu'on ait pu ménager un évidement dans sa face supérieure, afin de recevoir la couronne fixe qui doit s'y emboîter très-exactement, et y former un joint parfait.

La roue ou turbine A pourrait être comparée à une couronne mobile des turbines Fontaine, dont l'enveloppe cylindrique serait supprimée, laissant ainsi les aubes isolées extérieurement, et comme rapportées sur le corps central qui forme le moyeu (c'est, du reste la disposition proposée dès l'origine par Jonval. Voir précédemment fig. 57).

Dans cet état la turbine doit tourner à l'intérieur du cylindre D avec le jeu strictement nécessaire pour que le mouvement puisse aisément s'effectuer, sans cependant que ce jeu soit trop sensible. Par conséquent, l'extérieur de l'aubage ainsi que l'intérieur du cylindre sont tournés; et celui-ci présente à cet effet une partie réduite de diamètre qui peut être alésée, à l'exclusion de toute la partie prolongée pour le passage de l'eau.

Au-dessous de la partie E, simplement cylindrique, qui se rattache au premier anneau D, est fixé un troisième anneau F composé d'un fond plein qui se trouve relié par des nervures *c* à une couronne munie de la bride par laquelle l'ensemble de la pièce est boulonnée avec le cylindre E. Les intervalles des nervures livrent passage au fluide échappé; ils constituent donc les orifices d'évacuation, qui se ferment ou s'ouvrent à volonté, à l'aide de la vanne annulaire H. L'intérieur de cette vanne est alésé, et l'extérieur de la couronne F est tourné ainsi que le bord inférieur de la vanne et la même pièce F, sur laquelle elle repose lorsqu'elle est complétement abaissée, comme elle est supposée l'être fig. 2. Par cette construction soignée on arrive à clore hermétiquement le conduit d'échappement de la turbine, et à n'avoir pas la plus légère fuite.

La couronne fixe B des directrices porte à son centre une garniture d'étoupe qui a pour objet de maintenir l'arbre de la turbine parfaitement à son centre, et aussi d'empêcher les fuites d'eau par cette partie. L'arbre C s'élève au-dessus du plancher supérieur I, au-dessus duquel il est guidé par un boitard J monté sur un socle en fonte K. En dehors de ce boitard il est muni d'une large embase rapportée L, au moyen de laquelle il se trouve suspendu, ainsi que la turbine, sur trois galets M, qui ont leurs fusées montées sur une bague entourant l'arbre de la turbine, et roulent sur la plate-forme annulaire, fondue avec le boitard, par laquelle le tout se trouve fixé sur le socle K.

Ainsi qu'il est facile de le comprendre, le mouvement de rotation de la turbine s'effectue entièrement sur ces galets, qui deviennent aussi le seul point d'appui de suspension du mécanisme tournant. Eux-mêmes étant libres sur leurs fusées, et la bague *d*, qui les relient, libre sur l'arbre C, qui n'a d'autre objet que de leur servir de centre, il en résulte que ces galets tournent sur eux-mêmes par l'entraînement de l'embase L, et se déplacent aussi circulairement sur la plate-forme qui les porte, ce qui fait qu'il n'existe pas de glissement. (C'est le même procédé que celui proposé par Mannoury d'Ectot pour son levier hydraulique; voir p. 265; c'est aussi celui adopté par M. E. de Canson; voir pl. 20).

Dans l'origine, la turbine construite par M. Kœchlin tournait sur un pivot ordinaire dont la crapaudine faisait corps avec les pièces composant le conduit d'échappement et, par conséquent, entièrement dans l'eau. On conçoit que la difficulté d'en-

tretenir le graissage a pu conduire à adopter la disposition des galets, qui présente aussi l'avantage de la douceur dans le mouvement.

D'après les dispositions du moulin que cette turbine met en mouvement, la transmission a lieu par les roues d'angle N et N′, dont l'une est fixée sur l'arbre de la turbine, et l'autre sur un arbre horizontal O, qui communique avec le mécanisme du beffroi.

ENSEMBLE DES FONCTIONS DE LA TURBINE

Nous pouvons maintenant nous faire une idée complète et exacte de la marche de ce moteur, et l'envisager au point de vue des principes par l'exposé desquels nous avons commencé cet article.

Si nous admettons la turbine posée et tout à fait dépourvue d'eau en amont, voici ce qu'il est nécessaire de faire pour la mettre en fonction. On doit abaisser complétement la vanne de fond ou d'échappement H, puis laisser arriver l'eau d'amont, laquelle traverse les aubes, remplit le cylindre D E F et établit son niveau dans la chambre supérieure. Jusque-là aucun mouvement utile n'a pu se produire; mais si l'on vient à lever la vanne H, l'eau peut s'écouler et la turbine se met alors en marche.

La levée de la vanne doit être rigoureusement en rapport avec le volume d'eau pour lequel l'aubage de la turbine a été disposé, mais en tenant compte surtout de la vitesse que l'eau conserve en sortant de la turbine, vitesse qui n'est pas nulle, mais qui pourrait être très-faible.

Cette vanne ne peut donc pas être comparée à celle que M. Fourneyron a appliquée à sa turbine, où elle agit directement sur l'aubage et règle d'une manière absolue le volume d'eau livré à la turbine. La vanne inférieure de la turbine Fossey ne doit être considérée que comme organe de mise en train, et ne dispense pas d'un procédé direct de réglementation pour les aubes de la couronne fixe.

Par conséquent, pour les légères variations de dépense, on fait usage de la vanne inférieure H que l'on abaisse plus ou moins. Mais s'il s'agit des grandes variations qui se produisent d'une saison à l'autre, on est obligé, pour conserver au passage de l'eau dans la turbine ses conditions normales, d'annuler une portion plus ou moins grande de la circonférence de l'aubage distributeur, de façon à n'en conserver qu'une partie au fluide et marcher par injection partielle, exactement, du reste, comme on l'a vu précédemment à l'égard d'autres turbines en dessus.

Seulement, au lieu d'opérer la réduction de l'aubage à l'aide d'une vanne ou de plusieurs vannettes, on emploie dans la turbine, que nous décrivons, six clapets P dont chacun d'eux est un segment correspondant à la sixième partie de la zone formée par l'aubage. Par conséquent on lève ou l'on baisse complétement un certain nombre de ces clapets, suivant la quantité d'orifices que l'on veut maintenir en activité; la vanne de fond n'en est pas moins toujours le régulateur de la dépense, comme elle est aussi l'organe permanent de la mise en train.

Dans les premières turbines établies par M. Kœchlin, on faisait usage, pour en réduire le débit, de coins en bois que l'on introduisait un à un dans les orifices du distributeur. C'est dans cette condition qu'ont été faites les expériences, que nous citerons plus loin, sur des turbines établies à Aspach-le-Pont et à la poudrerie du Bouchet.

Maintenant si l'on cherche à se rendre compte de l'effet que peut produire sur le moteur le jeu de la vanne d'échappement, comme moyen de régler la dépense de l'eau, on ne tarde pas à découvrir que le rendement peut s'en trouver affecté d'une façon assez notable, à mesure que la section de l'orifice de sortie s'éloigne d'être en rapport convenable avec l'aubage de la turbine.

En effet, la réduction de l'orifice inférieur n'apportant pas de modification dans les passages du distributeur de la roue mobile, le mode d'action de l'eau ne sera pas conservé, et il se produira des désordres dans les filets fluides qui en annuleront une partie de l'effet.

C'est toujours, en résumé, la même objection qui porte à conclure que le vannage doit agir directement sur les aubes de la turbine, pour obtenir un rendement sensiblement fixe, malgré les variations qui surviennent dans la dépense disponible.

Cette particularité relative à la vanne de la turbine Kœchlin a été reconnue, dès l'origine, par les ingénieurs qui l'ont soumise à l'expérience, principalement par M. Morin. Mais M. Kœchlin ne semble pas l'avoir méconnue, puisqu'il faisait usage de coins pour réduire directement les passages des aubes directrices. Or, la pratique a évidemment confirmé ces prévisions puisque la turbine dont nous nous occupons actuellement, de construction récente, est aussi munie d'obturateurs directs; seulement ce sont des clapets au lieu de coins.

Il ressort, en résumé, que le principal avantage de la turbine Jonval est de conserver ces conditions de marche, quelles que soient les variations de niveaux, sous la condition, bien entendu, que son orifice d'évacuation soit toujours noyé. Mais on peut y distinguer également la possibilité de l'amener très-près du bief d'amont, où elle peut être visitée facilement après avoir épuisé la chambre d'eau. Cependant il ne faudrait pas qu'elle fût tellement rapprochée du niveau d'amont, que l'eau n'eût pas le temps d'établir son niveau tranquille au-dessus de la roue, et qu'elle se précipitât en trombes sur le distributeur, sous l'influence de l'aspiration résultant de la colonne d'eau en suspension dans le conduit inférieur : car il ne faut pas oublier que le fluide s'introduit dans le récepteur avec la vitesse maximum qu'il posséderait à la partie inférieure de la chute.

En comparant la turbine construite par M. Fossey à celle présentée dans l'origine par M. Kœchlin à la Société de Mulhouse, nous ne trouvons pas de différences essentielles. Nous avons fait remarquer, toutefois, la substitution des galets au pivot noyé; remarquons encore que la vanne inférieure de la turbine Kœchlin était plane et verticale, disposée à l'extrémité d'un conduit horizontal, perpendiculaire, par conséquent au conduit dans lequel était placée la turbine. La vanne annulaire de la turbine Fossey est évidemment un perfectionnement très-important comme con-

struction, et qui ne peut que donner de bons résultats, d'abord comme précision d'ajustement et de facilité de manœuvre, et ensuite par la direction donnée à l'eau pour sa sortie, en quelque sorte dans le même sens que son écoulement dans le conduit vertical.

M. Kœchlin proposait pour ce conduit la construction en tôle, qui pouvait évidemment convenir parfaitement puisqu'il n'y avait pas d'ajustement précis, ce conduit en tôle ne formant que le prolongement d'une couronne en fonte alésée intérieurement pour recevoir la turbine. Du reste, si les dimensions de la turbine devenaient un peu considérables, on ferait bien d'adopter, non seulement ce mode de construction, mais même un puits en maçonnerie, ainsi que l'indique encore M. Kœchlin.

DÉTAILS DE LA CONSTRUCTION

Roue mobile et arbre moteur. — La fig. 1re, d'ensemble, ainsi que les détails, fig. 4 et 5, indiquent que la roue mobile A est formée d'une seule pièce de fonte, présentant une sorte de cuvette cylindrique dont la circonférence extérieure serait munie de vingt-cinq palettes courbes *a*, et le centre garni d'un moyeu pour la réunir à l'axe C du moteur.

Ces palettes, qui sont ici en fonte, de la même pièce que l'ensemble de la roue qui les porte, pourraient aussi être en tôle forgée et rapportées après coup. Mais tant que le premier procédé est possible, on préfère l'employer comme étant beaucoup moins dispendieux.

Par la position même de la turbine à l'intérieur d'un cylindre, il est évident qu'il devient nécessaire de tourner les extrémités des aubes, ou au moins de les rectifier par tel procédé qu'on aura à sa disposition, pourvu qu'elles forment un corps très-exactement cylindrique. Par la même raison, l'intérieur de la bâche D est alésée au même diamètre, plus un millimètre, environ, sur le rayon, pour le jeu nécessaire.

Il est donc de la plus grande importance que la turbine ne varie aucunement de centre, puisque le jeu qui lui est laissé dans son enveloppe est, pour ainsi dire, pratiquement nul.

Les choses sont, en effet, combinées de façon qu'il ne puisse y avoir rien à craindre à cet égard. La tige C qui porte la roue, et d'après laquelle cette dernière a dû être tournée extérieurement, est guidée par un presse-étoupe *e*, dont l'emplacement est aussi tourné sur le même centre que le contour de la bride du disque B des directrices, suivant laquelle bride ce disque se trouve ajusté dans une feuillure circulaire ménagée dans la couronne D, et tournée sur le centre même de son alésage.

Quant au moyen de relier la roue A à l'axe C, il consiste dans un clavetage ordinaire, et dans une embase rapportée, *f*, pour la soutenir dans le sens vertical. On a dû, en effet, mobiliser cette embase pour la facilité du montage et pour éviter d'en souder une, surtout lorsque la tige atteint de fortes dimensions.

On sait que le moyen employé, pour rapporter cette embase, consiste simplement

à faire une gorge dans l'arbre et à y ajuster une bague en deux pièces, qui se trouve ensuite encastrée dans le moyeu de la roue A.

Une disposition toute semblable existe à la partie supérieure du même arbre, afin de lui créer une embase par laquelle il repose sur sa collerette L et sur les galets M. Seulement, comme il n'est pas possible de la noyer dans la pièce L, attendu que le tout étant monté, cette pièce se trouverait prise entre cette embase et les galets, on a dû entourer la bague en deux pièces par une frette d'un seul morceau, g (fig. 9 et 10), qui empêche les deux parties de sortir de la gorge, mais qui peut être facilement retirée pour le démontage de l'ensemble.

Couronne des directrices et clapets. — La couronne B des directrices est aussi fondue d'une seule pièce avec ses 12 aubes courbes b, qui présentent, avec celles de la roue mobile, la même disposition que dans les turbines Fontaine. C'est à peu près une directrice pour deux aubes de la couronne mobile.

Les fig. 3 et 6 représentent cette pièce en détail ; celle 3 indique par un arrachement la forme exacte des courbes b.

Les dimensions générales de la couronne B correspondent exactement à celles de la roue mobile ; la coupe transversale permet de reconnaître que les aubes réceptrices sont comprises dans un cylindre, tandis que celles b présentent une forme d'anneau dont la section est un trapèze, la grande base en haut.

Comme facilité de construction la boîte à étoupe a été rapportée dans une ouverture circulaire, du reste très-bien tournée. Il est évident que cette distinction n'a pas d'importance, et que pour des dimensions un peu plus faibles le tout pourrait être, sans difficulté, d'une même pièce.

Nous arrivons aux clapets P, à l'aide desquels on peut intercepter en tout ou en partie le passage de l'eau dans les directrices. Nous avons dit qu'ils étaient au nombre de six, ayant chacun la forme d'un segment d'anneau plan. La surfac supérieure de la couronne B ayant été convenablement dressée, les clapets, qui le sont également, viennent s'y appliquer, et se maintiennent en place, en s'emboîtant dans l'aubage par des cordons ou rebords dont ils sont munis.

Mais pour que les clapets continuent à être guidés lorsqu'on les lève, on a moulé sur la couronne B une petite balustrade dont des barreaux spéciaux, h, traversent les clapets par leurs rebords et leur forment glissières.

Maintenant remarquons que le procédé employé pour faire mouvoir les clapets est très-connu et s'explique par la seule inspection des figures. C'est une tige i pour chacun, filetée par le haut, avec un volant-écrou j, (en détail fig. 11), s'appuyant sur une petite colonne k que la tige traverse.

L'une des tiges, pour une cause toute locale, diffère des cinq autres ; c'est celle qui, s'étant trouvée au-dessous de la roue d'angle N', n'a pas pu s'élever à la même hauteur que les autres. On a donc surmonté cet obstacle en coupant la tige et rendant sa partie supérieure fixe ; puis en la reliant avec l'autre partie par un canon creux fileté l, dans lequel la partie de la tige qui est aussi filetée s'enfonce plus ou moins, lorsqu'on fait tourner le volant j.

Pour résumer ce qui regarde les clapets, il ne reste qu'à rappeler que le mouve-

ment de chacun est indépendant, puisqu'ils sont appelés à fonctionner séparément suivant le nombre d'aubes à recouvrir. Ils se distinguent encore des vannages ordinaires en ce que leur action n'est pas progressive, et qu'ils ne peuvent être que complétement fermés ou ouverts.

Mouvement de la vanne de mise en train. — Couronne F des orifices. — Notre dessin indique d'une façon tout à fait complète la disposition adoptée pour faire mouvoir la vanne H, ce qui se fait avec autant de facilité que de précision.

Ainsi on voit qu'elle est suspendue, par deux tiges rigides *m*, aux deux balanciers Q d'un châssis monté de façon à établir la rectitude du mouvement, par une disposition de parallélogramme. Ce châssis se trouve en effet relié à son point fixe par l'intermédiaire d'une petite bielle R, tandis qu'il est enlevé par son extrémité opposée par la tige S, dont le mouvement est vertical et rigoureusement rectiligne. Par conséquent c'est la petite bielle R qui oscille lorsqu'on fait mouvoir le châssis, et la tige *m*, en levant la vanne, se meut parfaitement en ligne droite.

Le soulèvement du châssis, supportant la vanne, a lieu par le fait de la réunion de sa traverse T avec la tige S, qui est filetée et à laquelle elle forme écrou. Par conséquent la tige S tourne mais ne se déplace pas verticalement. D'autre part, la traverse T est assemblée par des tourillons avec les balanciers Q, afin de céder au mouvement angulaire.

Pour avoir la facilité de manœuvrer la vanne à deux étages différents du moulin, la tige S traverse deux planchers au-dessus desquels elle porte un volant manivelle *n* qui sert à la faire tourner et, aussi, à la soutenir en se reposant sur une colonne *o*.

Ce mécanisme divise convenablement la résistance opposée par la vanne et lui donne la lenteur nécessaire pour éviter les coups de bélier. En supposant que le pas de la vis S′, dont le diamètre est de 50 millimètres, soit égal environ à 20 millimètres, ce qui serait très-fort et exigerait deux filets, la levée de la vanne ne serait encore que de 10 millimètres par tour de vis ou de volant, puisqu'elle est suspendue à la moitié de la longueur des balanciers.

Il reste peu de chose à dire de ce qui regarde le vannage proprement dit; ajoutons seulement quelques mots au sujet de la couronne F qui constitue les orifices d'échappement que la vanne H a pour mission de clore.

La structure de cette pièce se distingue particulièrement par la forme presque conique du fond, pour répartir l'eau également sur la circonférence, et par son bord supérieur, pour en favoriser l'écoulement.

On a pu voir plus haut que la couronne F doit être tournée dans quelques parties pour l'ajustement de la vanne qui est elle-même alésée et son bord inférieur tourné. La partie de la couronne F, où le bord de la vanne se repose, est donc aussi tournée, ainsi que son contour cylindrique.

Seulement, les nervures *c* formant une légère retraite, il ne reste à tourner que le bord de la paroi supérieure des orifices, ce qui réduit le travail au tournage d'un cordon de 25 à 30 millimètres de largeur, à peu près.

Cependant il peut convenir de faire affleurer les nervures si l'on veut qu'elles servent de guides à la vanne.

Suspension de l'arbre de la turbine. — Les notions générales ci-dessus et le dessin, pl. 19, permettent certainement de se rendre très-bien compte de cette partie du mécanisme. Nous n'aurons donc que quelques mots à ajouter pour terminer ce sujet.

On a pu remarquer que la base de suspension de tout le système consiste en une plaque de fondation U montée sur le plancher I, et qui reçoit un socle en fonte K, ainsi que la chaise V servant de premier support à l'arbre de couche O.

La partie supérieure du socle a été tournée intérieurement pour recevoir le plateau J, dont le mamelon central forme le boitard supérieur de l'arbre de la turbine.

La structure intérieure de ce boitard est exactement celle ordinaire : c'est-à-dire qu'elle consiste en trois coussinets *p* d'étoupe grasse et autant de coussinets en bronze *q*, réglés par des coins *r* munis de vis *s*.

Le plateau J est également tourné à sa partie supérieure, qui reçoit les galets M.

En somme on peut dire que toute cette construction est très-bien entendue, et bien combinée comme emmanchement. Peut-être pourrait-on se demander quel moyen a été réservé pour régler la hauteur de la turbine, ou comme mécanisme de soulagement, que l'on retrouve dans presque tous les systèmes.

Ce mécanisme n'existe pas ici, en effet. Mais il est juste de remarquer que la charge repose sur une partie qui, par sa nature et son étendue, est peu susceptible d'usure ou au moins d'usure sensible; et qu'après tout la turbine, étant extérieurement cylindrique, peut très-bien descendre de quelques millimètres sans aucune espèce d'inconvénient; il resterait la position de la roue d'angle N à conserver : mais elle peut être, au besoin, relevée sur son arbre.

La précision à avoir, en montant la turbine, consiste donc dans l'établissement des planchers G et I, qui doivent conserver entre eux la rigidité nécessaire pour assurer la solidarité des deux parties du mécanisme réparties entre eux deux.

Remarque. — Nous ferons observer que les dimensions réelles des hauteurs de chute et de conduit d'échappement n'ont pu être conservées sur notre gravure, à cause du cadre qui nous est imposé par notre format; mais ces dimensions sont exactement représentées par les cotés, et rien ne s'en trouve dérangé dans les dispositions mécaniques.

CONDITIONS DE MARCHE

Cette turbine est établie pour marcher sous une chute moyenne de 4 mètres, qui donne lieu à une vitesse de 8m 86 (8) pour l'entrée de l'eau dans l'aubage.

Le diamètre de la couronne mobile, mesuré au milieu de la largeur des aubes, étant de 1,13 et le rapport $\frac{v}{V}$ égalant 0,5, il s'ensuit que la vitesse de rotation devient :

$$\frac{8^{m}86 \times 60 \times 0,5}{1^{m}13 \times \pi} = 74,8 \text{ révolutions par minute.}$$

Le plan supérieur de la couronne mobile est situé à 1m 65 au-dessous du niveau

d'amont, et le conduit inférieur est suffisamment prolongé pour descendre d'environ 38 cent. au-dessous de celui d'aval, et pour que les orifices d'évacuation soient complétement noyés.

Avec la vitesse de 8m86, la dépense peut s'élever de 15 à 1600 litres, en raison de la section totale présentée par l'aubage de la couronne fixe des directrices, laquelle doit être égale, pour cela, à 20 décimètres carrés.

Or, en comparant cette section à celle du conduit d'échappement, on trouve que l'eau peut ne conserver qu'une très-faible vitesse en quittant la turbine.

En effet, ce conduit a 1m40 de diamètre intérieur, dont la section correspondante égale 154 décimètres carrés.

Par conséquent la vitesse de l'eau dans ce conduit pourra être réduite dans le rapport inverse de ces sections et égaler seulement

$$8^{m}86 \times \frac{20}{154} = 1^{m}15 \text{ par } 1''$$

Donc, on pourrait régler la marche de la turbine de façon que l'eau ne conservât à sa sortie que le huitième, environ, de celle qu'elle possède en raison de la chute, et à n'éprouver de ce côté qu'une perte d'effet utile correspondante : soit le carré de ce rapport ou à peu près 1/64 de la puissance disponible totale.

Mais on sait qu'il n'est pas toujours possible d'atteindre cette régularité de marche, et qu'il n'existe pas que cette seule cause de déperdition d'effet utile; que le choc inévitable de l'eau contre les aubes, les actions incomplètes des filets fluides, les fuites et les frottements, etc., donnent lieu à des pertes qui ne s'élèvent pas à moins de 30 p. 0/0, d'où le rendement définitif compté sur l'arbre même de la turbine est ordinairement de 70 à 72 p. 0/0 de la force théorique.

C'est ce que les expériences ont toujours indiqué comme moyenne, en laissant de côté les résultats momentanés et exceptionnels où des rendements ont été trouvés parfois égaux à près de 80 p. 0/0.

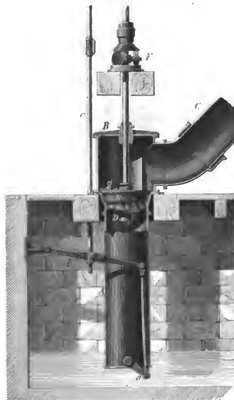
Quant à la vanne d'échappement, elle doit fournir le même débit que le conduit vertical; et en lui admettant la même circonférence, sa levée deviendrait égale, pour que les sections fussent équivalentes, à la moitié du rayon.

Mais, comme l'indique le dessin, l'orifice d'évacuation est situé sur une circonférence un peu plus grande que celle du conduit vertical, d'où il résulte que sa hauteur étant seulement de 30 centimètres, il possède, néanmoins, 20 décimètres de section de plus que le conduit vertical. C'est par la levée effective de la vanne que l'on peut régler exactement cet orifice, et le mettre en rapport convenable avec les conditions réelles du débit de l'eau.

TURBINE A HAUTE CHUTE

Voici l'une des plus intéressantes applications des turbines, où l'on trouve un moteur dont le diamètre de l'organe principal n'atteignant pas 50 centimètres

Fig. 60.



développe cependant une force utile de 25 chevaux. Nous avions eu déjà l'occasion de citer les turbines de la Forêt Noire établies par M. Fourneyron, et fonctionnant sous la chute énorme de 108 mètres. Il ne s'agit pas cette fois, à la vérité, d'un

semblable tour de force; mais nous pouvons au moins reproduire la machine même dans tous ses détails et donner une idée précise de son fonctionnement.

La fig. 60 représente l'une des deux turbines construites par M. Fossey et établies à Saragosse, où elles mettent en mouvement un moulin à blé composé de huit paires de meules.

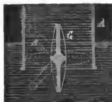
La chute est de 11m90, et le volume d'eau débité par chaque turbine égale 250 litres par seconde.

La turbine fonctionne par eau forcée, ainsi que celles que l'on a vues précédemment, c'est-à-dire que son conduit d'échappement A se trouve surmonté d'un réservoir clos, B, fondu avec une tubulure à laquelle vient s'adapter le conduit C amenant les eaux de la source.

La roue mobile D et la couronne fixe E se trouvent situées à l'intérieur d'une pièce en fonte boulonnée entre le réservoir et le conduit inférieur. L'arbre moteur traverse le réservoir par une garniture d'étoupe, et s'élève d'abord jusqu'à un bâti en charpente, où il est supporté par un système de galets F, ayant exactement la même disposition que pour la turbine décrite ci-dessus et représentée pl. 19. Au-dessus de l'embase, par laquelle il repose sur les galets, il est raccordé par un manchon avec un axe prolongé qui s'élève alors jusqu'au beffrol du moulin.

Pour vanne de mise en train, il a été appliqué ici un véritable papillon ajusté à l'intérieur du conduit A, suivant la disposition représentée par la fig. 61, qui est un détail à une plus grande échelle de ce mécanisme, le conduit A et le papillon-vanne G supposés en coupe.

Fig. 61.



Le papillon G est un plateau en fonte, renforcé de nervures, et muni d'un carré dans lequel s'ajuste un axe qui traverse les parois du conduit A et porte extérieurement une manivelle *a*, laquelle est reliée par une bielle à un bras de levier *b* (fig. 60), ayant un point fixe d'oscillation sur un support en fonte retenu dans la maçonnerie.

Ce levier *b* porte vers le milieu de sa longueur un écrou oscillant, traversé par la tige filetée *c* qui s'élève jusqu'au plancher du moulin où elle peut être actionnée à la main au moyen d'un volant-manivelle.

Il est facile de concevoir que si l'on fait tourner cette tige qui ne peut pas se déplacer verticalement, c'est l'écrou qui monte ou descend en entraînant avec lui le levier *b*, qui transmet son mouvement par la bielle à la manivelle *a*, et lui fait décrire un quart de tour ainsi qu'au papillon G. Celui-ci peut donc se trouver placé verticalement ou horizontalement, favoriser l'écoulement du fluide ou l'interrompre, pour chacune de ces positions respectives.

C'est évidemment le faible diamètre du conduit A qui permet d'employer ce mécanisme, qui ne peut pas être appliqué aussi aisément quand il s'agit de dimensions comparables à celles de la grande turbine ci-dessus, où la section transversale du même conduit atteint presque 1 mètre 1/2 de superficie.

Cette turbine est aussi munie des engins nécessaires pour réduire son débit à volonté. Mais au lieu de clapets, qui puissent être manœuvrés à l'aide d'une transmission mise à la portée de la main, ce sont de simples tampons en fonte, que l'on atteint en vidant le réservoir et en démontant son couvercle.

Comme turbine fonctionnant sous une haute chute, sa vitesse de rotation est considérable : en lui attribuant la moitié de la vitesse due à la chute de 11^{m}90, la vitesse de rotation atteint 400 tours par minute. Les engrenages sont disposés pour que les meules en fassent 124 dans le même temps.

On verra, dans le prochain chapitre, quelques développements sur la marche de cette turbine, et sur le tracé de ses aubes, ainsi que sur les particularités distinctives de ce genre de moteur.

Disons en terminant que M. A. Kœchlin a aussi construit un moteur hydraulique composé de deux turbines, ayant chacune 0^{m}20 de diamètre, montées sur le même arbre horizontal, et renfermées dans un coffre cylindrique placé horizontalement, lequel était muni de deux conduits verticaux à ses extrémités pour l'échappement des eaux, tandis qu'une troisième tubulure, placée entre les deux roues mobiles, les amène.

Ce moteur a été établi dans une fabrique de la vallée de Munster où il mettait en mouvement cinquante-quatre métiers à tisser, ce qui peut exiger, suivant M. Morin, huit à neuf chevaux.

Il fonctionnait sous une chute de 18 mètres environ, avec cinquante litres d'eau par seconde, divisés entre les deux turbines.

Dans cette hypothèse ce moteur rendait un effet utile de 70 à 75 p. 0/0.

M. Hirn, un ingénieur de l'Alsace, a cherché aussi à apporter des perfectionnements à la turbine Kœchlin. Une première fois, il proposa de donner au conduit d'échappement une forme conique très-prononcée, la grande base à la partie inférieure, pensant que cette modification aurait pour effet d'augmenter la vitesse du fluide à son passage dans la turbine.

Plus tard le même ingénieur imagina de rendre l'extrémité des aubes de la roue mobile flexibles, par des charnières ou autre moyen, afin de pouvoir les rapprocher plus ou moins, et rétréeir les orifices pour les mettre en rapport avec la dépense.

Sans savoir si cette idée a été mise en pratique avec succès, il nous est parvenu, cependant, que des essais avaient été faits sur des turbines ainsi modifiées.

FIN DU CHAPITRE DIXIÈME.

CHAPITRE XI

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES POUR LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES

Depuis les théories exposées par Euler, Borda, Burdin et d'autres savants, sur les roues horizontales on en a présenté plusieurs nouvelles, après le système de M. Fourneyron, dont on s'est le plus occupé, en cherchant à en étudier exactement les effets. On a également proposé diverses méthodes pour déterminer les proportions de ce genre de moteur, qui, comme on le sait, a réalisé de véritables avantages dans l'industrie manufacturière, et se répand tous les jours de plus en plus.

Quel qu'ait pu être le mérite de ces savantes théories, aucune ne nous semble posséder cette qualité que nous recherchons, et la seule qui puisse nous permettre d'en faire usage dans ce traité, c'est la simplicité, et par suite, l'application industrielle.

Mais si nous nous en référons, au contraire, au mémoire présenté par M. Fourneyron à la Société d'encouragement, nous y trouvons, après la théorie pure, des règles pratiques assez simples pour être d'un emploi facile en même temps que rationnel. Ces règles ont d'ailleurs l'avantage de pouvoir s'expliquer entièrement par les principes généraux qu'on a vus dans tout le cours de ce traité à l'égard des autres moteurs.

Remarquons encore que les moyens employés par M. Fourneyron sont entièrement applicables aux divers genres de turbines, sauf quelques particularités inhérentes à leur mode de construction individuelle

Il ne serait pourtant pas exact de dire que les règles proposées par cet habile ingénieur, et publiées par la Société d'encouragement en 1834, soient précisément celles qu'il suivrait aujourd'hui; il est à peu près certain, au contraire, que de très-notables modifications y ont été apportées.

Mais, telles qu'elles furent données, elles peuvent encore très-bien servir de base au calcul, si ce n'est d'être adoptées sans restrictions; et d'ailleurs, la pratique enseigne à chaque constructeur des méthodes particulières qu'aucune théorie n'indique jamais *à priori*, pratique sans laquelle il faudrait, en résumé, renoncer à construire des machines aussi délicates que le sont les turbines.

Du reste, si on veut rendre un compte exact de la marche suivie par l'invention de ces appareils, on ne peut se dispenser d'indiquer les principes posés par leurs premiers auteurs, surtout lorsqu'ils n'ont subi que peu de changements dans leur construction, telle que la turbine Fourneyron.

Les principes fondamentaux de l'établissement des turbines peuvent se diviser en deux catégories distinctes : ceux qui se rapportent aux dimensions générales du moteur, et ceux qui sont relatifs au tracé géométrique, principalement au tracé des aubes. C'est par les premiers que nous devons commencer ; déjà nous en avons donné une idée en expliquant les conditions de marche des turbines Fourneyron et des turbines Fontaine.

DIMENSIONS ET TRACÉ DE LA TURBINE CENTRIFUGE

DIMENSIONS ET CAPACITÉ DE LA COURONNE MOBILE. — Pour la même dépense et la même chute d'eau, les dimensions de la couronne mobile sont évidemment susceptibles de varier, exactement de la même façon que, pour dépenser un même volume d'eau avec une même chute, on peut avoir des orifices différents en changeant réciproquement leur hauteur et leur largeur.

Par conséquent, on doit se donner préalablement l'une des dimensions de la couronne mobile, et en déduire les autres, ou fixer le rapport entre ces mêmes dimensions.

Déjà on peut remarquer que, si d'après la chute on se donne une vitesse fixe, le diamètre de la roue mobile s'en trouve à peu près déterminé, et d'après lui la hauteur de cette couronne ou des aubes.

Mais en dehors de cette exception, il convient de donner à la roue mobile des dimensions telles que la hauteur n'en soit pas trop grande et que la largeur de l'anneau soit convenable pour y décrire les aubes.

Partant de ces considérations, voici ce que, dans le principe, M. Fourneyron a enseigné, comme conditions générales :

1° Afin de donner à l'anneau une largeur qui convienne à la forme des aubes, on peut adopter 0,70 pour le rapport des diamètres intérieur et extérieur dans les petites turbines, et 0,75 à 0,83 dans les grandes ;

2° Pour que l'eau n'ait qu'une faible vitesse dans le conduit vertical et central, dont le plateau fixe des directrices forme le fond, et sur lequel repose le fluide avant d'entrer dans l'aubage de la couronne mobile, la superficie de ce fond doit être au moins quatre fois celle de l'orifice minimum d'écoulement par les aubes. (Ce fond a précisément pour diamètre celui intérieur de l'anneau mobile.)

Ces conditions, ainsi posées, permettent de déterminer *à priori* les dimensions principales de la turbine ; mais on procède avec elles de la même façon que dans un problème où il est nécessaire de se poser préalablement des limites, lorsqu'on ne peut pas obtenir directement l'inconnue, c'est-à-dire que les premières dimensions trouvées ne sont souvent qu'un acheminement vers celles définitives qu'il devient alors facile de trouver en s'aidant du tracé géométrique.

Pour suivre la marche adoptée par M. Fourneyron, désignons les données principales et les dimensions à déterminer de la manière suivante :

F puissance que doit produire la turbine exprimée en kilogrammètres ;

H la hauteur de chute exprimée en mètres;
D volume d'eau à dépenser en mètres cubes, pour la puissance proposée;
m le coefficient de contraction correspondant au passage de la veine fluide par les orifices distributeurs;
n le rapport de l'effet utile à la puissance brute disponible;
d le diamètre intérieur de l'anneau en mètres;
d' le diamètre extérieur de cet anneau, également en mètres;
h la hauteur de l'anneau ou de l'orifice d'écoulement;
l la largeur du même orifice exprimée par l'écartement minimum de deux aubes, multiplié par le nombre de ces dernières;
V la vitesse de l'eau due à la chute, et comptée du niveau supérieur au fond fixe, *à priori;*
v la vitesse à la circonférence du cercle intérieur de l'anneau;
s la superficie de l'orifice d'écoulement exprimé par la somme des intervalles minimum des aubes;
S la superficie du cercle intérieur de l'anneau;
N le nombre de révolutions de la turbine par minute.

Dans la recherche que nous allons faire nous admettons, d'abord, que la vitesse de rotation de la turbine ne soit pas une condition arrêtée, et que l'on puisse accepter celle qui sera naturellement déduite des dimensions de l'anneau, calculées suivant les données générales exposées précédemment.

Il faut donc chercher d'abord les diamètres intérieur et extérieur de l'anneau, et sa hauteur.

En examinant ce qu'un tracé pratique fournit ordinairement, on remarque que la plus courte distance de deux aubes consécutives, supposées pour l'instant sans épaisseur, et exprimant en réalité la largeur de l'orifice partiel effectif d'écoulement, est environ le 1/3 ou le 1/4 de l'arc compris entre les extrémités de ces mêmes aubes, pris sur le cercle extérieur de l'anneau; et comme le diamètre d' de ce dernier est supposé égal aux 10/7 de celui intérieur d, il en résulte qu'en comparant la somme l des largeurs de ces orifices partiels, elle est de même le 1/3 ou le 1/4 de la circonférence du cercle d', et qu'elle peut être mise en rapport, par conséquent, avec le diamètre intérieur d, en opérant de la manière suivante :

$$l = \frac{1}{3} \times \frac{10}{7} \pi d, \text{ ou } l = 1,49\ d.$$

En prenant le rapport 1/4 on trouverait :

$$l = \frac{1}{4} = \frac{10}{7} \pi d = 1,12\ d.$$

Au lieu de ces deux rapports ayant pour moyenne 1,3 d, prenons, avec M. Fourneyron :

$$l = 1,4\ d.$$

La superficie de l'orifice d'écoulement devient naturellement le produit de cette largeur par la hauteur h, ou

$$s = h \times 1,4\, d = 1,4\, d\, h.$$

Quant à ce diamètre d, comme il exprime justement l'ouverture par laquelle l'eau s'introduit dans la turbine et qu'il est aussi celui de la vanne circulaire formant le conduit adducteur, il doit être suffisant pour que l'eau ne descende qu'avec une vitesse beaucoup plus faible que celle V qu'elle possède en traversant l'orifice d'expulsion; admettons que la surface de ce cercle soit quatre fois plus grande que l'orifice d'écoulement, on en déduira :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 4 \times 1,4\, d\, h = 5,6\, d\, h.$$

Et cette dernière relation nous conduit alors à la détermination directe du rapport entre le diamètre d et la hauteur h de l'anneau.

On trouve en effet :

$$\frac{\pi d^2}{4} = 5,6\, d\, h, \text{ d'où } h = 0,14\, d,$$

c'est-à-dire, en résumé, que si l'anneau avait 1 mètre de diamètre intérieur, sa hauteur ou celle de l'aubage serait de 14 centimètres.

Mais comme nous avons supposé les aubes sans épaisseur, cette hauteur devra être augmentée précisément dans le rapport de cette épaisseur aux espaces réellement libres pour le passage de l'eau, ce qui sera décidé après le tracé fait.

Maintenant le volume d'eau à débiter va nous permettre de connaître ces diverses dimensions, en nous basant sur la valeur de s, qui représente la section totale des orifices d'expulsion ou d'écoulement.

La première de ces dimensions sera le diamètre d, qui peut être alors exprimé en unités numériques d'après ce volume d'eau.

Ce volume d'eau D, à débiter, est nécessairement représenté par la relation ci-dessus qui donnait la valeur s, en tenant compte à la fois du coefficient de contraction du fluide, et de la vitesse V avec laquelle ce fluide traverse les orifices.

Si, en effet, on cherchait quel peut être ce volume d'eau, d'après l'orifice et la vitesse V, on trouverait :

$$D = s\, V\, m = 1,4\, d\, h\, V\, m.$$

Mais nous avons vu que la surface S du cercle d, que nous cherchons, étant supposée quadruple de l'orifice s, on avait :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 4 \times 1,4\, d\, h,$$

d'où l'on peut tirer aussi :

$$1,4\, d\, h = \frac{\pi d^2}{16} = 0,196\, d^2.$$

Introduisant cette nouvelle expression dans la valeur de D ci-dessus, on trouve :

$$D = 0,196\, d^2\, V\, m.$$

Et de cette dernière relation on déduit directement :

$$d^2 = \frac{D}{0,196\ V\, m} \text{ et } d = \sqrt{\frac{D}{0,196\ V\, m}}.$$

Ainsi se trouve déterminée l'une des dimensions principales, d'après laquelle toutes les autres peuvent être maintenant très-bien calculées.

Rappelons encore que les dimensions, trouvées à l'aide des relations ci-dessus, peuvent varier notablement dans le tracé définitif; mais qu'une première évaluation est indispensable pour servir de point de départ. Cette méthode, entièrement due à M. Fourneyron, lui fait honneur, du reste, pour sa forme ingénieuse et sa simplicité.

Pour résumer ce travail et pouvoir l'appliquer à un exemple, rapprochons les valeurs trouvées ci-dessus qui se réduisent à trois, représentant les dimensions extérieures de l'anneau.

Diamètre intérieur de l'anneau $d = \sqrt{\frac{D}{0,196\ V\, m}}$.

Diamètre extérieur de l'anneau $d' = \frac{100\, d}{70}$ à $\frac{100\, d}{85}$.

Hauteur de l'anneau......... $h = 0,14\, d$.

Exemple — Soit qu'il s'agisse de déterminer les dimensions approximatives d'une turbine devant fonctionner sous une chute de 4 mètres, et pouvant dépenser 600 litres d'eau ou 0^{mc} 600, par seconde.

La vitesse V due à la chute égale à 8,86 (8).

Le coefficient m de contraction est pris égal à 0,60 pour avoir un orifice d'évacuation plutôt fort qu'insuffisant.

Par conséquent,

$$d = \sqrt{\frac{0,600}{0,196 \times 8,86 \times 0,6}} = 0,76.$$

Et pour le diamètre extérieur, choisissant le rapport 0,7.

$$d' = 0,76 \times \frac{100}{70} = 1^m,08$$

La largeur de l'aubage serait donc :

$$\frac{1,08 - 0,76}{2} = 0,16.$$

S'il s'agissait d'une turbine de grande dimension, et que la valeur trouvée pour le diamètre intérieur d atteignît $1^m,50$ à $2^m,00$, par exemple, on pourrait choisir, pour calculer le diamètre extérieur d', le rapport 100/80, ou 100/85, au lieu de 100/70, d'où il résulterait que la largeur de l'anneau serait proportionnellement moindre. C'est ce que l'on observe ordinairement en comparant les turbines qui marchent sous de faibles chutes, mais en dépensant de grands volumes d'eau, avec celles établies dans des conditions inverses.

La hauteur de l'aubage devient, d'après ce que nous avons admis :

$$h = 0,14 \times 0,76 = 0^m 106.$$

Toutefois, cette hauteur h exprimant la valeur rigoureuse de l'orifice, ou la levée de la vanne, la couronne peut être un peu plus haute, surtout si le volume d'eau est susceptible d'augmentation ; elle doit d'ailleurs être augmentée pour le motif exposé ci-dessus.

Maintenant on trouverait pour les autres conditions principales :

$$v = 8,86 \times 0,6 = 5^m 316.$$

Le nombre de révolutions par minute égale :

$$N = \frac{5,316 \times 60}{0,76 \times 3,1416} = 133 \text{ tours.}$$

Enfin, la puissance brute développée dans chaque seconde égale :

$$F = 600^k \times 4 = 2400 \text{ kilogrammètres}$$

ou, en unités dynamiques de 75 kilomètres,

$$\frac{2400}{75} = 32 \text{ chevaux.}$$

Ce qui peut fournir ordinairement, comme effet utile

$$32 \times 0,7 = 22^{ch} 4.$$

Remarque. — De tous les développements donnés ci-dessus il résulte, en somme, que la première des dimensions à déterminer est le diamètre intérieur, d, de l'anneau, d'après lequel toutes les autres dimensions se calculent aisément.

M. de Lacolonge nous enseigne, pour arriver à cette détermination, une méthode particulière, qui mérite d'être prise en considération.

Elle consiste à fixer *à priori* la vitesse que les tranches liquides ne doivent pas dépasser en s'abaissant à l'intérieur du vannage, indépendamment de celle engendrée par la hauteur de la chute.

Si nous procédons de cette façon, et que nous désignions par V′ cette vitesse, le diamètre d se trouvera ainsi déterminé :

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{D}{V'}, \text{ d'où } d = \sqrt{\frac{4D}{\pi V'}}, \text{ ou } d = \sqrt{1{,}273 \frac{D}{V'}}$$

Ce qui revient à dire que le cercle, dont on cherche le diamètre, a pour surface le quotient de la dépense par la vitesse proposée.

Mais le même savant admet que la vitesse V′ ne doit pas généralement dépasser 1 mètre par 1″; il en résultera, ordinairement, que le diamètre de l'anneau sera plus grand que par la première méthode, par laquelle, la valeur attribuée à la section cherchée donnait à la vitesse V′ le quart, environ, de celle V due à la chute totale. Cependant, on tenait compte du coefficient de contraction qui agissait de façon à supposer la dépense augmentée dans le même rapport inverse, ce qui n'a plus lieu en opérant de l'autre manière.

Cherchons donc, comme exemple, ce que l'on trouverait pour ce diamètre avec la même dépense que ci-dessus.

On aurait :

$$d = \sqrt{\left(\frac{0^m600}{1} \times 1{,}273\right)} = 0^m874,$$

au lieu de 0,76, trouvé primitivement.

Mais, dans l'un ou l'autre cas, on n'a pas tenu compte du support cylindrique du fond fixe dont le diamètre est assez considérable, surtout dans le cas des petites turbines, pour réduire la section effective offerte au passage de l'eau de près de la moitié.

Il sera donc nécessaire, avec l'une ou l'autre des deux méthodes, de supposer le volume d'eau augmenté précisément dans le rapport que l'on peut admettre comme devant exister entre la section du conduit et celle du support cylindrique, si l'on veut conserver exactement les conditions de vitesse que l'on s'est données; ou, ce qui revient au même, multiplier le diamètre trouvé *à priori* par la racine carrée de ce rapport augmenté d'une unité.

Supposons, par exemple, que la section du support soit le 1/5 de celle du conduit; le diamètre, cherché au moyen de la première méthode, deviendrait :

$$0{,}76 \times \sqrt{1 + \frac{1}{5}} = 0^m83,$$

et, par le second procédé :

$$0{,}874 \times \sqrt{1 + \frac{1}{5}} = 0{,}957.$$

Nous pensons, en définitive, que la deuxième méthode est plus directe que la première, et qu'elle dispense de toutes les hypothèses qu'il a été nécessaire de faire pour arriver à la formule qui résume cette première méthode.

A présent c'est le tracé des aubes, auquel nous allons procéder, qui amènera les rectifications que peut comporter cette première approximation.

TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DES AUBES

L'étude du tracé géométrique de la turbine porte comme on sait, d'une part, sur les courbes directrices dont le fond fixe est muni, et de l'autre sur les aubes réceptrices qui garnissent la couronne mobile.

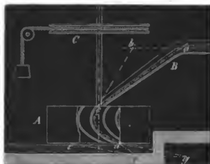
Les premières doivent posséder une forme telle que les filets fluides incidents fassent avec la circonférence intérieure un angle voulu, d'après la théorie.

En second lieu, les aubes réceptrices doivent être disposées pour recevoir ces filets sans chocs, et pour abandonner l'eau avec une vitesse relative qui s'approche autant que possible d'être nulle.

L'ensemble des principes, qui sont la base du tracé géométrique des roues à aubes courbes, est connu depuis longtemps, bien que ce ne soit que très-récemment qu'on en a fait des applications utiles. Navier, dans ses notes à l'Architecture hydraulique de Bélidor, mentionne les travaux de Borda sur ce sujet, et reproduit une théorie développée par ce savant dans un rapport qu'il présenta à l'Académie des sciences, en 1767.

Sans avoir la prétention de reproduire ici ce travail, dont l'étendue et la profondeur dépasseraient notre but, nous pouvons néanmoins en donner une idée très-exacte, ce qui aura pour mérite, à part l'enseignement même que l'on en peut tirer, de rendre à chacun ce qui lui appartient dans l'invention des ingénieux moteurs dont il s'agit actuellement.

Fig. 62



Théorie de Borda. — Au lieu de porter ses recherches du côté des moteurs à réaction, ainsi que ses devanciers Segner et les deux Euler, Borda s'était appliqué à

étudier la théorie des roues horizontales à palettes courbes en usage à cette époque; le résultat de cette étude fut de lui permettre d'indiquer quelle devait être leur construction pour le maximum de rendement.

Pour aider à l'intelligence de sa théorie, le savant proposa un tracé géométrique dont la fig. 62 est une reproduction, d'après l'ouvrage de Navier.

On voit qu'il s'agit d'une roue horizontale A, analogue à celles que l'on a vues plus haut, formée d'une zone annulaire garnie de palettes courbes et recevant l'eau comme les roues à cuillers (fig. 43). Ajoutons qu'une figure auxiliaire, jointe au mémoire original, indiquait que Borda supposait les aubes creuses dans les deux sens, c'est-à-dire comme des cuillers, en même temps que recourbées, comme l'indique la figure ci-dessus, suivant leur développement circonférentiel.

La figure 62, principale, indiquait aussi une poulie C avec une corde qui supporte un poids et passant sur cette poulie ainsi que sur un galet de renvoi. Ce n'est que la trace d'une expérience faite en vue de déterminer la puissance de la roue, en cherchant quel effort direct elle peut exercer à sa circonférence.

Ce qu'il nous importe ici, c'est de faire connaître la relation entre la forme des aubes, la vitesse d'arrivée du fluide, celle de la roue et l'inclinaison du chenal qui amène l'eau, pour que le moteur rende son plus grand effet utile; et c'est ce que Borda a établi de la façon la plus rigoureuse.

Si ac (fig. 62) représente, en grandeur et en direction, la vitesse de la veine fluide venant rencontrer les aubes de la roue en un point quelconque c, et ab, une grandeur proportionnelle à la vitesse horizontale suivant laquelle se déplacent les aubes dans le mouvement de rotation de la roue.

Le premier élément courbe de l'aube décrite au point c, doit être tangent à la droite bc, diagonale du parallélogramme des vitesses ac et ab, pour qu'il ne se produise pas de choc entre la veine fluide et l'aube.

De plus, pour que le fluide abandonne toute sa force vive au profit du moteur, il faut qu'arrivé à la partie inférieure de l'aube, la vitesse initiale qu'il possédait en entrant, plus celle qu'il a acquise en descendant le long de l'aube, constituent une vitesse horizontale, égale et contraire à celle de la roue, de façon à rendre nulle toute vitesse verticale.

Si ces conditions pouvaient être rigoureusement remplies, le moteur rendrait 100 pour 100 d'effet utile, ou toute la puissance totale disponible; et à quoi se résument ses conditions?

Que l'eau entre sans choc dans la roue et qu'elle en sorte sans vitesse,

principe déjà cité plusieurs fois précédemment.

Mais on sait qu'il n'est pas entièrement réalisable et qu'il n'est pas possible, surtout, que le fluide ne possède aucune vitesse en quittant la roue, ni qu'il ne se produise aucun choc à son entrée dans les aubes.

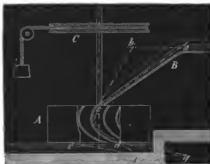
D'ailleurs on ne peut pas faire que les aubes aient leur dernier élément tout à fait horizontal; et si peu d'inclinaison que cet élément présente, il en résulte nécessairement une vitesse relative verticale conservée par l'eau en quittant la roue.

Si nous nous reportons au tracé de Borda, fig. 62, nous voyons que la direction

du dernier élément de l'aube ayant une inclinaison *dg*, le fluide aurait cette direction si l'aube était immobile.

Mais comme elle se déplace dans le mouvement circulaire de la roue avec une vitesse circonférentielle *de*, égale à *ab*, en supposant que la vitesse absolue avec laquelle elle quitterait l'aube, supposée immobile, fût égale à *dg*, il en résulterait que sa direction et sa vitesse réelles, en quittant la roue, seraient *df*, diagonale du parallélogramme des vitesses *dg* et *de* (1).

Fig. 62.



La perte d'effet utile sera donc d'autant plus faible que *df* sera plus petite et se rapprochant de l'horizontale; la perte d'effet utile serait nulle, et *d f* aussi, par conséquent, d'après ce qui a été dit ci-dessus, si *d g* égalait *d e*, et que ces deux vitesses qui sont dirigées en sens contraire, fussent toutes deux horizontales.

Quel qu'en soit le résultat, plus ou moins rapproché d'être parfait, le tracé géométrique doit tendre au but proposé, en conciliant les données théoriques avec les exigences de la pratique.

En exécutant ce tracé on devra remarquer que *bc* représente la vitesse absolue avec laquelle le fluide suit la courbure de l'aube, et que cette vitesse sera la même à la sortie, suivant la direction *dg*, plus l'augmentation résultant de la descente sur l'aube, (lorsqu'il s'agit de l'admission en dessus), accélération de vitesse due à la hauteur de l'anneau mobile.

Pour mieux fixer les idées sur ce point, supposons que la vitesse absolue *bc* ou V, soit égale à 5 mètres, et que la hauteur verticale de l'anneau mobile soit de $0^m 30$;

Quelle sera la vitesse absolue V' du fluide en quittant l'aube?

La vitesse initiale 5,00 est évidemment due à une chute verticale qui n'est pas celle réelle sous laquelle fonctionne le moteur, mais une hauteur correspondant à

(1) Nous avons cru devoir répéter ici la même fig. 62, afin que le lecteur puisse suivre plus aisément l'explication et le tracé.

la vitesse résultante bc. Cette hauteur fictive est donc égale a

$$H = \frac{V^2}{2g} = 1,27 \quad (8);$$

hauteur de chute qui se trouvera augmentée de 0m30 quand le fluide quittera l'anneau, c'est-à-dire qu'elle sera égale à 1,57; d'où la vitesse de sortie, suivant dg, devient

$$V' = \sqrt{19,62 \times 1,57} = 5^m 55.$$

On aurait également pu, connaissant les deux hauteurs, 1,27 et 1,57, opérer comme il suit :

$$V : V' :: \sqrt{1,27} : \sqrt{1,57}, \text{ d'où } V' = 5^m \frac{\sqrt{1,57}}{\sqrt{1,27}} = 5^m 55.$$

puisque les vitesses sont entre elles comme les racines carrées des hauteurs auxquelles elles sont dues.

Par conséquent cette vitesse V', ainsi déterminée, serait dirigée suivant dg; et il faudrait qu'en la composant avec celle de de la roue, il en résultât une vitesse oblique relative df, dont la composante verticale fût aussi faible que possible pour obtenir le plus grand effet utile du moteur.

Tel a été le résultat des études de Borda, résultat parfaitement rigoureux, et auquel il n'y aurait rien à reprendre si la pratique pouvait s'accorder de point en point avec la théorie.

Mais les préceptes n'en sont pas moins suivis par tous ceux qui s'occupent de la construction des turbines actuelles; il leur reste cependant à déterminer les conditions qui peuvent concilier les exigences de la pratique avec les règles invariables de la théorie, pour réaliser, non pas ce que promet la théorie pure, mais un effet utile le plus grand possible.

La théorie de Borda est applicable, sans modifications essentielles, aux turbines centrifuges comme à celles qui dépensent l'eau verticalement. Rappelons seulement que, dans les premières, le cheminement du fluide dans les aubes ayant lieu horizontalement, la pesanteur n'a pas d'influence pour modifier sa vitesse pendant que s'effectue le passage; mais il existe, cependant, une accélération de vitesse qui est due à la force centrifuge.

Nous commencerons par en étudier l'application aux turbines centrifuges de M. Fourneyron, dont nous suivons aussi la méthode spéciale, du moins celle qu'il proposa dès l'origine.

La fig. 63 représente les opérations graphiques appliquées à la détermination du double aubage d'une turbine, dont il n'a été figuré ici qu'une portion de la circonférence pour rendre le tracé plus visible.

JAK est le cercle intérieur de l'anneau mobile dont AC est le rayon.

ILH en est, de même, le cercle extérieur.

Le cercle, dont Cd est le rayon, représente le noyau fondu avec le fond fixe el auquel viennent se raccorder les courbes conductrices.

Fig. 63.

Angle d'incidence et tracé des directrices. — L'une des courbes directrices étant représentée par Ae d, fig. 63, nous appelons angle d'incidence celui BAC, ou a, qu'un filet fluide, qui a suivi cette courbe, forme avec le rayon AC au moment où il quitte la directrice pour entrer dans l'aubage.

La théorie a indiqué à M. Fourneyron que, pour obtenir le maximum d'effet utile, il devait exister entre les vitesses de l'eau et de la roue, el cet angle a, un rapport tel que l'on eut:

$$\sin a = \frac{V}{2v}$$

Résultat que l'on peut obtenir en construisant un triangle rectangle bAk, dont Ab représente la vitesse de l'eau à une certaine échelle, et bk le quotient de cette vitesse par le double de la vitesse de la circonférence de l'anneau. Déjà cette relation fait connaître que la vitesse v doit être supérieure à la moitié de celle V, car l'angle a ne doit pas atteindre 90°; et si l'on faisait $v = 1/2$ V, l'angle a aurait précisément cette valeur, puisque

$$\frac{V}{2 \times 0{,}5\ V} = 1.$$

On adopte donc pour v au moins 0,6 V; c'est-à-dire que la vitesse de la turbine doit être au moins les 6/10 de celle de l'eau.

Par conséquent, adoptant ce rapport, on construira sur AC, comme base, un triangle isocèle ABC dont les angles opposés BAC et BCA auront la valeur déterminée par la relation $sin\ a = \frac{V}{2v}$, soit à l'aide des tables trigonométriques, soit graphiquement de la manière suivante.

On calculera la valeur de $sin\ a$ en prenant V égal à l'unité, par exemple, et on en portera le résultat de A en b' sur la tangente au cercle JAK menée en ce point A; puis du même point A on décrira un arc de cercle ayant l'unité pour rayon. Menant ensuite par le point b' une parallèle au rayon AC, son intersection b avec l'arc de cercle déterminera, avec le point A, la direction de l'un des côtés AB du triangle, et, par conséquent, celle de l'eau.

Maintenant pour compléter le triangle il suffira d'élever une perpendiculaire Bc au milieu de AC, laquelle rencontrant le côté AB en B en détermine le sommet.

La courbe directrice que nous cherchons consiste simplement dans un arc de cercle inscrit dans ce triangle, et dont il suffit, pour en trouver le centre, de mener une tangente dc au cercle du noyau; son intersection c avec la perpendiculaire Bc sera le centre demandé.

Pour bien fixer les idées sur la partie principale de cette opération, prenons un exemple.

Le rapport de v à V étant toujours 6/10, quelles seront les grandeurs numériques de Ab' et de Ab?

On trouve : $$\frac{1}{2 \times 0,6} = 0,833$$

Si l'on prend le décimètre pour unité, Ab' aura 83mil3 et Ab 100 millimètres, L'angle a correspondant se trouve être à peu près égal, d'après les tables, à 56°5.

Si l'on adoptait 0,8 pour le rapport de $\frac{v}{V}$, on trouverait de même :

$$\frac{1}{2 \times 0,8} = 0,625$$

D'où Ab' devrait avoir 62mil5 et Ab' toujours 100 millimètres; l'angle correspondant serait environ de 38° 40.

On voit par là que la direction des filets incidents se rapproche d'autant plus d'être le rayon même AC, que la vitesse de la turbine est elle-même plus près d'égaler celle de l'eau, dans lequel cas on aurait :

$$\frac{1}{2 \times 1} = 0,5$$

dont l'angle correspondant égale 30°.

Remarque relative a la vitesse qui correspond au maximum d'effet. — Tous les théoriciens qui se sont occupés de la turbine Fourneyron ne sont pas d'accord sur

le rapport $\frac{v}{V}$ qui correspond au maximum d'effet. Déjà des expériences directes permettent de conclure en disant : que la vitesse de la turbine peut s'écarter notablement de celle correspondant à ce maximum sans que le rendement s'en trouve notablement affecté.

Des savants et des praticiens ont trouvé que le maximum d'effet correspondait avec le rapport $\frac{v}{V} = 0,5$; autrement dit, à la vitesse circonférentielle de la turbine réglée à la moitié de celle de l'eau, au lieu du rapport de 0,6 trouvé précédemment.

Quoi qu'il en soit, la suite de cette proposition conduit à une méthode très-ingénieuse permettant de découvrir pratiquement la vitesse à laquelle doit marcher une turbine pour qu'elle rende son maximum d'effet.

Cette méthode, proposée par M. Redtenbacher, et relatée par M. de Lacolonge, consiste à faire marcher la turbine à vide et à prendre la moitié du nombre de tours qu'elle effectue ainsi pour sa marche normale.

Ce procédé, tout à fait à la disposition des industriels ou propriétaires d'usines, ne peut manquer d'être employé, ou au moins expérimenté, par toutes les personnes qui posséderont des turbines.

(Nous prenons la liberté d'engager les personnes qui voudraient faire cette expérience à s'entourer de toutes les précautions usitées en pareil cas, pour éviter les accidents qui pourraient résulter des vitesses considérables imprévues.)

Tracé des aubes réceptrices. — Les aubes réceptrices de la turbine présentent trois conditions principales à remplir, qui sont :

1° La direction du premier élément courbe;

2° La direction du dernier élément courbe;

3° La forme entière de l'aube sous le rapport de sa courbure et de son développement.

Le nombre d'aubes et leur écartement minimum sont également à déterminer.

De ces divers problèmes à résoudre, celui qui est le plus vague est certainement le développement de l'aube, qui ne semble pas, de prime abord, avoir de principe bien arrêté.

Le nombre d'aubes n'est pas davantage bien déterminé, puisque, si les épaisseurs étaient nulles leur nombre pourrait être infini, sous la seule condition que l'inclinaison de leurs derniers éléments fût telle, qu'elle laissât entre chacune un intervalle égal au 1/3 ou au 1/4 de l'arc compris entre leurs extrémités, sur la circonférence extérieure, suivant ce qui a été supposé ci-dessus en recherchant les proportions générales.

Mais les épaisseurs ne permettent pas une telle latitude ; il faut nécessairement en tenir compte, ce qui limite le nombre des aubes, ainsi que nous le verrons plus loin.

La première condition dont nous devons nous occuper est la direction du premier élément courbe, c'est-à-dire celui qui reçoit la première action de la veine fluide.

Le principe du tracé est celui développé par Borda, et dont nous venons de parler ci-dessus.

Considérons donc l'aube A G partant de l'extrémité A de la directrice A *e* C fig. 63.

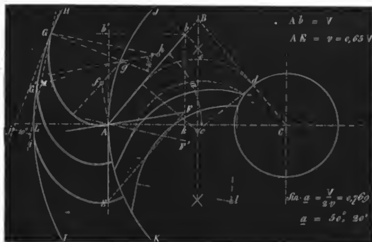
A B est la direction du filet incident, ainsi qu'on l'a vu ci-dessus; de même, la tangente A E est la direction initiale du point A dans le mouvement circulaire de la circonférence; et ce point appartient à la fois à la circonférence intérieure J A K et aux deux aubes conductrice et réceptrice.

Si l'on porte sur ces deux lignes les grandeurs *b* A et A E, proportionnelles aux vitesses V et *v* et que l'on forme le parallélogramme *b* A E F, sa diagonale F A, ou la résultante de ces deux vitesses, sera la direction cherchée du premier élément courbe, et indiquera en même temps la vitesse avec laquelle le fluide suivra l'aube (au moins quant au départ, puisqu'elle augmente un peu ensuite par l'effet de la force centrifuge).

Par conséquent, la première partie de la courbe A G devra être tangente à la diagonale F A, et son centre, si c'est un arc de cercle, se trouvera sur une perpendiculaire A *f* élevée du point A à cette diagonale.

Il y a lieu de faire ici une remarque très-importante au sujet de la direction de la résultante A F par rapport au rayon A C sur lequel elle rencontre la circonférence de l'anneau.

Fig. 63.



Telle que la figure 63 l'indique, la résultante A F forme, avec le rayon A C, un angle aigu compris dans celui *a* ou B A C, et il en résulte que le centre *f* du premier

élément courbe se trouve situé en dehors du cercle J A K ou en dedans de l'anneau.

Mais avec un autre rapport de vitesse et un autre angle a il arrive que la résultante forme un angle qui se trouve reporté de l'autre côté du rayon A C et qu'elle possède, par conséquent, une direction analogue à A F′, d'où le centre f se trouve reporté à l'intérieur du cercle J A K ou en dehors de l'anneau.

On peut définir cette distinction en disant que : l'angle formé par le premier élément courbe est négatif dans le premier cas et positif dans le second.

Il peut arriver, de même, que cette résultante soit dirigée justement suivant le rayon A C : le centre f se trouve alors sur la tangente b' E au point A.

En faisant l'étude géométrique on doit chercher à faire prendre à la résultante A F une direction aussi proche que possible du rayon A C, afin que les aubes soient à peu près normales à la circonférence J A K, dans lequel cas leur construction est plus facile que s'il faut leur donner une forme, en quelque sorte *rentrante*, que l'on trouve nécessairement chaque fois que le centre f est placé à l'extérieur du cercle J A K.

A partir de la première partie de sa courbure, l'aube s'infléchit de plus en plus et va rejoindre la circonférence extérieure de l'anneau avec laquelle elle devrait être exactement tangente si l'on pouvait suivre, sans réserve, les indications de la théorie.

Mais, dans cette condition, le dégagement de l'eau ne se ferait pas avec facilité et on se trouverait obligé de réduire beaucoup le nombre des aubes pour conserver entre elles un passage suffisant.

On peut donc admettre, et sans craindre une notable perte de force, que la tangente menée au dernier élément de l'aube fasse avec celle tracée au même point à la circonférence de l'anneau un angle de 10 à 15 degrés, ce qui, en conservant à l'eau une certaine vitesse relative, facilite son dégagement de l'aubage et rend la construction plus pratique.

Mais la résolution des éléments premier et dernier de l'aube ne peut pas conduire à trouver son développement ou le segment angulaire qu'elle occupe sur l'anneau. Il faut pour cela s'aider des observations fournies par la pratique, et voir dans quelle condition il est le plus facile de donner à la courbe une forme convenable, assez allongée, pour que l'eau ait le temps d'en bien prendre la forme ; en un mot, que cette courbe prenne la direction de la circonférence sans changements trop brusques.

Il serait difficile d'indiquer une méthode permettant d'obtenir, sans tâtonnement, la courbe demandée. A défaut de cette méthode nous indiquerons la marche suivante, à l'aide de laquelle, au surplus, on arrive au résultat voulu aussi promptement et avec autant d'exactitude qu'il est nécessaire de le faire.

C L étant le rayon qui passe par l'origine A de l'aube, on portera du point L, comme corde, une distance L G égale environ à 1,4 de la largeur A L de l'anneau, et le point G sera le point de la circonférence où doit venir finir l'aube partant du point A.

On tracera ensuite le rayon G g et on lui élèvera une perpendiculaire G j, tangente en G au cercle extérieur; puis, par le même point G, on mènera une autre droite G i faisant avec celle G j un angle de 10 à 15 degrés; la courbe devra être tangente à cette droite ainsi qu'à celle A F, qui a été trouvée ci-dessus.

Pour obtenir cette courbe on remarquera qu'elle doit s'approcher autant que possible d'une portion d'ellipse ou même d'un quart de cercle, mais formée de plusieurs arcs dont les deux extrêmes ont expressément leurs centres h et f sur les perpendiculaires G h à G i et A f à A F, afin de satisfaire aux conditions d'entrée et de sortie de l'eau.

Il reste maintenant à trouver le nombre d'aubes de la turbine et celui des courbes directrices.

Pour conserver à l'intervalle minimum de deux aubes consécutives une valeur pratique qui se rapproche de celle qui a été prévue, en calculant les dimensions générales de l'anneau, il ne faut pas que le rapprochement des deux aubes soit assez sensible pour que l'épaisseur du métal, qui les constitue, ait plus du 1/8 au 1/6 de la distance théorique, c'est-à-dire celle qui existe, l'aube étant représentée par un trait sans épaisseur, ou la plus courte distance M, mesurée sur la ligne qui joint l'extrémité G' d'une aube au centre g de la portion de courbe correspondante de l'aube voisine.

Pour obtenir ce résultat, M. Fourneyron propose, comme point de départ, de donner à l'intervalle de deux aubes, mesuré sur la circonférence J A K, une valeur à peu près égale à leur hauteur, c'est-à-dire celle h attribuée, par approximation, à l'anneau.

Or, cette hauteur ayant été trouvée égale à 0,14 d, il en résulte que le nombre théorique n, des aubes, sera égal au quotient de la circonférence de d divisée par cette dernière relation, et que l'on trouvera :

$$n = \frac{\pi d}{0{,}14\,d} = \frac{3{,}1416}{0{,}14} = 22{,}44,$$

ce qui revient à dire que le nombre des aubes serait invariable, et égal à 22.

Mais il n'en est pas exactement ainsi, et ce nombre peut être augmenté pour les turbines de grandes dimensions, surtout si les aubes sont exécutées en tôle de peu d'épaisseur; et diminué pour les petites turbines, ou bien, si les aubes sont relativement épaisses, eu égard aux proportions générales de la machine.

D'ailleurs, les dimensions qui avaient été déterminées *à priori*, au moyen des formules générales, se trouvant rectifiées d'après le tracé géométrique, celui-ci fait connaître les limites suivant lesquelles on peut s'écarter du nombre d'aubes présumé, et il vaut mieux augmenter ce nombre que de le diminuer, afin de réduire autant que possible l'épaisseur des veines fluides et d'avoir un plus grand nombre de molécules en contact avec les aubes.

Du reste, on a vu que l'écartement des aubes, pris sur la circonférence extérieure, était basé sur cette hypothèse, que leur plus courte distance est le 1/3 ou le 1/4 de cet écartement; et comme cette dernière dimension est elle-même basée

sur la hauteur h de l'anneau, qui change avec les dimensions générales de la turbine, on en pourrait conclure que la plus courte distance de deux aubes, ou l'épaisseur de la veine fluide, suit cette même relation, tandis qu'elle peut, au contraire, rester, dans tous les cas, dans les mêmes conditions d'épaisseur. On peut donc, par conséquent, augmenter le nombre d'aubes indéfiniment jusqu'à concurrence de leur plus faible écartement, correspondant à l'épaisseur de la lame d'eau que l'on veut faire passer entre elles.

Quant aux aubes directrices, elles sont moins nombreuses que les premières; on en met une pour deux ou pour trois, suivant que le nombre d'aubes réceptrices est plus ou moins grand.

Notre dessin, pl. 14, montre aussi que toutes les directrices ne rejoignent pas le noyau, afin d'éviter des passages resserrés vers le centre, comme nous l'avons expliqué en décrivant la machine.

RECTIFICATIONS A APPORTER AUX DIMENSIONS DÉTERMINÉES PAR LES FORMULES

Après avoir, en quelque sorte, établi l'ensemble d'une turbine comme dimensions générales et tracé de l'aubage, on doit vérifier les résultats obtenus, en recherchant si toutes les dimensions déduites du tracé géométrique consacrent celles déterminées *à priori*.

Le premier point à examiner c'est la section de l'orifice total de sortie.

On devra, pour cela, prendre la plus courte distance entre deux aubes, d'après le tracé, la multiplier par le nombre d'aubes, et diviser le volume d'eau à dépenser par ce produit et par le coefficient de contraction de la veine; le quotient exprimera la hauteur verticale intérieure h de l'anneau, tenant compte ainsi des épaisseurs de métal.

Par conséquent, cette nouvelle valeur de h sera probablement plus grande que celle trouvée dans le premier cas, où les aubes avaient été admises sans épaisseur. Mais cette hauteur doit encore être augmentée, à moins que le volume d'eau pris pour base soit absolument celui maximum que l'on veuille ou que l'on puisse dépenser.

Pour résumer cette question, disons que la hauteur h est la levée effective de la vanne pour dépenser le volume d'eau proposé; mais la hauteur véritable de l'anneau est, dans tous les cas, un peu plus grande.

Coefficient de contraction. — Une des questions importantes, relatives à la détermination des dimensions de la turbine centrifuge, est la valeur à attribuer au coefficient de contraction qui peut être appliqué au calcul des volumes d'eau écoulés par les orifices expulseurs de la roue mobile.

Si l'on cherche à se rendre compte des conditions auxquelles ces orifices appartiennent, on reconnaît, d'abord, que l'on se trouve dans le cas des orifices rectangulaires avec charge sur le sommet, la contraction n'existant que sur un des quatre côtés, celui supérieur, puisque cette contraction ne peut avoir lieu latéralement, par

la forme des aubes qui présentent un rétrécissement notable de l'entrée à la sortie, ni par le côté inférieur, qui est précisément sur le prolongement de la surface du fond fixe.

On pourrait donc calculer la dépense en employant les moyens ordinaires, soit à l'aide des tables (38), dont on modifierait les données suivant ce qui a été dit (40), pour les orifices où la contraction ne se manifeste que sur l'un des côtés.

Mais la force centrifuge vient agir en augmentant la vitesse de l'eau, d'où le débit doit nécessairement en être affecté dans un rapport analogue.

Donc, pour ne pas faire de calculs ni d'hypothèses qui pourraient fort bien être inexacts, il faut avoir recours à l'expérience qui démontre qu'en effet :

Le rapport entre le volume d'eau réellement dépensé et celui qui serait calculé en prenant la section de l'orifice pour base, est notablement différent du coefficient ordinaire, et variable pour une même turbine, sous une même chute, avec les vitesses de rotation et les levées de vannes différentes.

Ce fait, très-bien reconnu dans l'origine par M. Fourneyron, a encore été constaté depuis lui par divers expérimentateurs, et particulièrement par M. A. Morin, dont nous donnerons ci-après quelques résultats de ses expériences à ce sujet.

M. Morin a expérimenté avec soin une turbine Fourneyron, établie en 1837 à Mühlbach (Bas-Rhin), où elle mettait en mouvement toute une filature.

Cette machine fonctionnait sous une chute de 3m50; son diamètre extérieur était d'environ 2 mètres, et sa puissance estimée à 45 chevaux.

Du mémoire présenté à l'Académie des sciences par le savant expérimentateur, nous avons extrait le tableau suivant, qui indique les valeurs successives que prenait le coefficient de contraction chaque fois que l'on faisait varier la vitesse de la turbine ou la levée de la vanne.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR M. MORIN SUR LA TURBINE DE MUHLBACH.

NOMBRE de tours de la roue par minute	VALEURS DES COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE POUR DES LEVÉES DE VANNE DE :			
	0m00	0m15	0m20	0m27
40	0.905	0.920	»	»
50	0.945	0.862	0.726	»
60	0.975	0.900	0.743	»
70	0.995	0.930	0.762	0.706
80	»	0.953	0.761	0.720
90	»	0.968	0.812	0.746
100	»	0.980	0.840	0.767

On déduit de ces résultats, qu'à vitesses égales de la turbine, le coefficient diminue au fur et à mesure que la levée de la vanne augmente, et qu'à levée égale le coefficient augmente en même temps que la vitesse de la turbine.

au moins, constater ses conditions réelles, en cherchant à les comparer avec ce que fournissent les règles ordinaires dans une situation déterminée.

En procédant dans le même ordre que celui adopté précédemment, nous commencerons par l'examen de la capacité de la roue mobile, et ensuite par celui de la forme des deux aubages.

Roue mobile. — En se reportant aux figures de détails de la pl. 14, on pourra reconnaître la plupart des dimensions de la couronne mobile, mais que nous énumérons ici avec plus d'exactitude que ce que peut fournir généralement un tracé fait à une petite échelle.

L'anneau, ou couronne des aubes réceptrices, présente deux cercles concentriques ayant les dimensions suivantes :

Diamètre du cercle intérieur, ou d............ = 1^m190
» » extérieur, ou d'........... = 1^m720

Le rapport de ces deux diamètres est égal, par conséquent, à :

$$\frac{1,19}{1,72} = 0,69,$$

c'est-à-dire conforme, en cela, avec ce qui avait été supposé dans l'étude préalable des proportions générales.

La hauteur h intérieure du même anneau, au autrement dit de l'orifice d'écoulement, égale 0,260.

Cette hauteur, comparée avec le diamètre d, fournit le rapport suivant :

$$\frac{260}{1190} = 0,218.$$

Or, si elle était calculée sur le rapport 0,14, comme cela était supposé, cette hauteur serait :

$$1,190 \times 0,14 = 0,1666,$$

soit à peu près 17 centimètres.

Mais nous avons fait comprendre que la hauteur réelle de l'anneau devait être, pour plusieurs raisons, plus grande que celle déterminée *à priori* qui représente la levée effective de la vanne ; si, d'autre part, nous remarquons que les volumes d'eau sont ici extrêmement variables, il en résultera que, même en suivant les principes admis, c'est avec raison que la hauteur en question a été portée de 17 à 26 centimètres.

Ces premières dimensions, combinées avec celles que fournit le tracé des aubes, suffisent pour apprécier le volume d'eau maximum que cette turbine peut dépenser sous une chute déterminée.

En effet, l'anneau porte 30 aubes, dont les extrémités extérieures laissent entre elles un espace libre, pour le passage de l'eau, qui a 0^m040 de largeur, valeur cor-

respondant à la plus courte distance entre deux courbes voisines. Par conséquent, l'orifice offert au débit de l'eau devient, pour le pourtour entier de l'anneau,

$$260 \text{ mill.} \times 40 \text{ mill.} \times 30 = 312000 \text{ mill. carrés,}$$

soit 31,2 décimètres carrés.

Si nous admettons que la chute possède une hauteur de 3 mètres, la vitesse de l'eau à son arrivée dans l'aubage sera :

$$V = \sqrt{2g \times 3^m} = 7^m 67. \qquad (8)$$

La dépense d'eau que pourra effectuer la turbine est le produit de ces deux quantités modifié par le coefficient de contraction m, lequel peut être pris égal à 0,75, si la turbine marche à sa vitesse normale et que la vanne soit entièrement levée.

On trouvera donc pour la dépense cherchée :

$$D = 31^{dq} 2 \times 76^{dq} 7 \times 0{,}75 = 1219^{lit} 53 \text{ par } 1''.$$

Enfin, cette dépense de $1219^{lit} 53$, ou kilogrammes, correspondant avec la chute de 3 mètres, représente une puissance théorique de :

$$\frac{1219^{lit} 53 \times 3^m}{75} = 48{,}78 \text{ chevaux};$$

et, en supposant un rendement de 70 p. 0/0, on pourrait utiliser :

$$48{,}78 \times 0{,}7 = 34 \text{ chevaux,}$$

puissance suffisante pour les 10 paires de meules que chacune de ces turbines met en mouvement.

Mais au lieu de marcher continuellement dans ces conditions, il arrive que le volume d'eau diminue et que la chute augmente, d'où, si la puissance disponible est encore suffisante, le volume d'eau à dépenser devenu moindre, la vanne, au lieu d'être levée entièrement, le sera seulement d'une fraction plus ou moins grande de la hauteur totale de l'anneau.

En effet, les conditions les plus ordinaires de la turbine de Saint-Maur semblent être une dépense de 750 à 800 litres par 1″, et une chute de $3^m 50$ à $3^m 80$.

Si nous nous basons, comme terme de comparaison, sur 800 litres, et sur $3^m 70$ de chute, nous trouvons pour la puissance brute :

$$\frac{800 \times 3^m 70}{75} = 39^{ch} 4,$$

ce qui peut correspondre à une puissance utilisable d'environ 28 chevaux.

Pour effectuer cette dépense, la vanne serait abaissée du tiers de la hauteur de la couronne mobile et laisserait ouverts, par conséquent, deux des trois compartiments que présente l'anneau par le fait des diaphragmes qui le divisent.

Après l'étude des principales dimensions de la turbine, au point de vue de la comparaison à établir entre leurs valeurs réelles et celles que fourniraient les règles générales, nous devons également examiner le rapport existant entre la section

du conduit adducteur avec celle de l'orifice total de l'aubage, duquel rapport dépend la vitesse suivant laquelle les tranches liquides se déplacent dans le conduit. On avait admis que la section de ce conduit, dont le diamètre est presque équivalent à celui du cercle intérieur de l'anneau, devait être au moins quatre fois plus grande que celle offerte au débit par les aubes.

Le diamètre intérieur d est égal à 1,19, ainsi qu'on l'a vu plus haut; mais le diamètre intérieur réel du cylindre formant vannage, et par lequel s'introduit le fluide, est plus faible de deux épaisseurs et d'un certain jeu ; il est égal seulement, en résumé, à 1^m14, dont la section correspondante égale

$$1^{mq}02, \text{ ou } 102 \text{ décim. carrés.}$$

Or, la section de l'orifice de dépense par l'aubage étant de 31 déc. carrés, il en résulte que le rapport devient

$$\frac{102}{31} = 3{,}3.$$

Mais comme la vanne est rarement levée à son maximum de hauteur, il s'ensuit que le rapport normal approche beaucoup de celui sur lequel on compte en faisant les calculs approximatifs.

La vitesse du fluide, que nous trouvions égale à 7,67 pour 3 mètres de chute, à son passage dans les aubes, se trouverait être moyennement égale à :

$$\frac{7{,}67}{3{,}3} = 2^m324,$$

dans le conduit vertical où elle s'introduit en quittant la chambre d'eau, la vanne étant complétement levée.

Elle serait encore plus faible, du reste, que cela n'en vaudrait que mieux.

Disposition des aubages. — La fig. 63, donnée précédemment pour expliquer le tracé général des aubes de la roue mobile et des directrices d'une turbine centrifuge, est aussi la reproduction à peu près exacte des aubages de la turbine de Saint-Maur. La variabilité de la dépense et de la chute du cours d'eau, sur lequel ces turbines fonctionnent, ne permet pas de considérer la structure géométrique de leur aubage comme un exemple fidèle, en tout point, des principes généraux appliqués à une chute et à une dépense déterminées; c'est, comme on l'a vu plus haut, une espèce de moyenne établie entre les conditions où le moteur est susceptible de se trouver, en vue de lui conserver, dans tous les cas, un état de marche convenable sous le rapport de la vitesse et du rendement.

Car, pour insister sur ce qui a déjà été dit, si l'aubage était tracé rigoureusement pour la chute la plus haute, correspondant ordinairement à la plus faible dépense, que deviendrait le rendement de la turbine, alors que la chute devenue basse, et par conséquent la vitesse de l'eau réduite, il faudrait néanmoins conserver à la turbine sa vitesse de rotation en raison des appareils qu'elle commande?

Il est évident que le praticien doit savoir s'écarter des principes rigoureux, et

chercher des formes qui s'accordent le mieux possible avec la généralité des circonstances dans lesquelles le moteur peut se trouver : c'est ce que la pratique seule peut enseigner.

Mais ajoutons, toutefois, que l'on doit choisir celle des conditions qui persiste pendant le plus longtemps de l'année pour établir les bases de la construction du moteur, et qu'il serait également urgent que son meilleur rendement correspondît aux plus petites eaux : mêmes exigences, du reste, que pour toutes les roues hydrauliques.

Quoi qu'il en soit, on remarque dans le tracé des aubes de la turbine de Saint-Maur quelques points que nous pouvons indiquer ici.

Les aubes réceptrices sont au nombre de 30 contre 24 de la couronne fixe.

La direction du premier élément, celui intérieur, des aubes réceptrices forme un angle F A *k* rentrant, ou négatif, de 8 degrés environ, avec les rayons du cercle (voir le tracé fig. 63); autrement dit la tangente à ce premier élément est inclinée à l'intérieur du cercle du même côté que l'arrivée de l'eau.

C'est juste la direction supposée dans la roue de Borda, fig. 62.

Le dernier élément des mêmes aubes forme un très-petit angle avec la circonférence extérieure de l'anneau; cet angle n'a pas plus de 10 degrés. Mais si l'on considère le filet moyen pris sur le milieu de la ligne représentant la plus courte distance entre deux aubes, et perpendiculaire à cette ligne, l'angle réel sous lequel a lieu l'échappement du fluide est égal à 20°.

Avec de plus petites turbines où les aubes, moins nombreuses, occupent un arc plus grand de la circonférence, l'angle formé par le dernier élément des aubes, à cause des intervalles à réserver entre chacune d'elles pour la sortie du fluide, ne peut pas être aussi réduit, et atteint lui-même jusqu'à plus de 20 degrés.

Ici, la distance d'une aube à l'autre, mesurée sur le cercle intérieur de la roue, étant de 120 mill., se réduit à 40, suivant la plus courte distance d'une extrémité d'une aube à cette voisine, comme on l'a vu précédemment.

Les courbes directrices coupent la circonférence du cercle où elles aboutissent suivant une inclinaison telle, que la tangente AB (fig. 63) forme avec le rayon AC un angle de 75 degrés. En en déduisant l'angle F A *k*, que nous avons dit être égal à 8 degrés, l'eau se trouve dirigée sur les aubes suivant un angle absolu de 67 degrés environ. Leur forme n'est pas semblable en tout à celle du tracé, qui ne permettait pas de conserver en elles un intervalle progressif. La courbure adoptée est celle dont le centre de l'une est en *l* (fig. 63).

Les aubes directrices laissent entre leurs extrémités, et suivant la plus courte distance, un écartement à peu près égal à 45 mill. On peut donc admettre que l'eau qui s'écoule par les orifices du distributeur passera aisément par les orifices expulseurs du cercle mobile, quoiqu'ils soient un peu plus petits, attendu que la vitesse a dû augmenter par l'effet de la force centrifuge. Mais on préfère cependant aujourd'hui que ce soient les orifices expulseurs les plus grands, afin d'être assuré que les veines fluides ont leur *libre déviation* et que le moteur ne marche pas par réaction, ce qui a été déjà mentionné en parlant des turbines en dessus.

Pour terminer cet article sur les turbines de Saint-Maur, ajoutons que, dans l'origine, le moulin était commandé par engrenages, et alors l'arbre vertical de chaque turbine était muni d'une grande roue motrice commandant simultanément les pignons des dix paires de meules correspondantes.

Le diamètre de la roue était égal à 3m38, et celui des pignons à 0m98.

En supposant, ce qui a encore lieu, que la turbine marche à une vitesse de 60 tours par 1′, on trouve aisément la vitesse de rotation que devaient avoir les meules, d'après les dimensions de cette commande.

On a en effet :

$$\frac{60 \times 3,38}{0,98} = 207 \text{ tours par } 1'.$$

Les meules étaient, alors, de petites dimensions; elles n'avaient pas plus de 1m10 de diamètre extérieur.

Depuis, elles ont été remplacées par des meules qui ont le diamètre ordinaire de 1m30, et qui marchent par courroies, disposées au-dessus, dans le premier étage. Une grande poulie de 2m26 de diamètre, rapportée sur le prolongement de l'axe de la turbine, est substituée à la roue horizontale, et assez large pour commander à la fois dix poulies égales, de 1m 30, de diamètre montées sur le prolongement des fers de meules, lesquels tournent à la vitesse moyenne de 120 révolutions par minute. (Voir la *Publication industrielle*, xe vol.)

RÉSUMÉ DES CONDITIONS DE MARCHE DE LA TURBINE CENTRIFUGE

La plupart des expériences faites sur ce moteur ont prouvé que l'on pouvait compter sur un rendement normal de 65 à 70 p. 0/0 de la force brute disponible, chaque fois, cependant, que les conditions, pour lesquelles il a été établi, ne changent pas notablement.

Dans l'origine, lorsque l'anneau mobile était divisé par des cloisons représentant autant de capacités différentes offertes au débit, on remarquait que le rendement baissait, nonobstant cette amélioration apportée aux premières turbines, chaque fois que le volume d'eau ne permettait pas d'ouvrir la vanne tout en grand. Mais avec le dernier perfectionnement introduit par M. Fourneyron (tracé fig. 54) il y a lieu de croire que cet inconvénient n'existe plus, puisque la forme de l'orifice reste la même, quel que soit le degré d'élévation de la vanne.

Les mêmes expériences ont démontré que la vitesse de la turbine pouvait varier dans des limites assez étendues, sans que le rendement s'en trouvât affecté sensiblement. Il est vrai de dire que ce résultat n'est réellement atteint qu'autant que le constructeur a pris soin de tracer les aubes au point de vue des variations probables, ainsi que nous l'avons dit précédemment.

Quant au mode d'emploi particulier de la turbine centrifuge, comparé à celui des turbines dites en dessus, il parait surtout convenir dans les circonstances où le

moteur est susceptible de marcher noyé. La disposition des veines fluides, à leur sortie du récepteur, est telle que toute la masse liquide qui environne la roue mobile se meut justement dans le sens convenable pour que l'évacuation se fasse facilement. On a même remarqué que la turbine marchait, pour ainsi dire mieux, lorsqu'elle était noyée, au moins de la hauteur de l'anneau mobile, que lorsque celui-ci tournait complétement dans l'air.

L'expérience a aussi démontré qu'une turbine centrifuge marche, non-seulement noyée, mais même lorsque la chute est considérablement réduite.

A cet égard nous avions déjà pour exemple la turbine des forges de Fraisans, qui a pu tourner sous une chute réduite à 0m227, et par conséquent, noyée très-fortement.

Mais voici un fait plus saillant, que nous trouvons relaté par M. O. de Lacolonge, dans un mémoire qu'il a rédigé au sujet de la théorie des turbines Fourneyron.

M. de Lacolonge a fait l'étude d'une turbine centrifuge d'une puissance de 24 chevaux, pour une usine établie sur le cours de la Garonne, où la chute maximum étant de 2m76 se réduit à 1m40 à la marée montante.

Ce moteur remplace plusieurs roues à cuves.

Les ouvriers de l'usine avaient l'habitude de choisir, pour repasser leurs outils, le moment de la marée haute, alors que les anciens moteurs étaient presque entièrement arrêtés.

Lors des inondations de la Garonne, la chute se trouvant réduite à 6 centimètres, ils donnèrent l'eau à la nouvelle turbine, et avec les orifices démasqués du quart de leur hauteur totale, le moteur put marcher et faire mouvoir la meule de façon à permettre le repassage des outils, comme à l'ordinaire.

Il devient donc constant qu'une turbine peut fonctionner dans une circonstance aussi singulière et à l'exclusion de tout autre moteur.

Ajoutons maintenant que l'inconvénient grave que la turbine centrifuge présente par son pivot entièrement sous l'eau, lui a fait souvent préférer celles dont la structure permet d'adopter le pivot en dessus, par lequel se distingue la turbine Fontaine.

On a pu remarquer que la suspension du fond fixe, dans la turbine Fourneyron, exigeant un fourreau creux spécial, rendait à peu près impraticable le report du pivot vers la partie supérieure, ce qui devait nécessiter un second arbre creux.

Cependant cette difficulté a été surmontée, attendu que plusieurs turbines de ce système ont été construites avec pivots supérieurs, dont une a figuré à l'Exposition universelle de 1855; elle était construite par M. Cousin, mécanicien à Bordeaux.

Une autre turbine semblable, établie par le même constructeur, d'après les études de M. de Lacolonge pour la poudrerie de Saint-Médard, a été munie d'un pivot en dessus; ce perfectionnement a eu tout le succès désirable.

Nous allons dire quelques mots de cette dernière turbine.

TURBINE CENTRIFUGE

ÉTABLIE A LA POUDRERIE DE SAINT-MÉDARD

PAR M. O. DE LACOLONGE

Beaucoup d'ingénieurs et de mécaniciens se sont occupés de la turbine Fourneyron, soit comme théorie, soit comme construction.

Parmi ces personnes nous avons déjà distingué le capitaine d'artillerie, M. de Lacolonge, pour ses travaux intelligents à propos de la roue à aubes courbes de M. Poncelet.

Cet officier a été chargé d'établir une turbine centrifuge pour la poudrerie de Saint-Médard; ce fut pour lui l'occasion d'en étudier la théorie, ce qu'il fit, avant d'en fixer les dimensions. Il a même publié, sur ce sujet, un travail très-consciencieux, dont il faut pourtant nous résoudre à ne donner qu'un très-court résumé.

La turbine ne devait produire qu'une puissance de 2 à 3 chevaux, en marchant sous une chute variable de 1^m35 à 2^m15, calculant sur un rendement de 0,65 p. 0/0 et avec la plus faible chute; le volume d'eau à dépenser était donc de 215 litres par seconde pour 2,5 chevaux.

Voici les principales dimensions suivant lesquelles le moteur a été établi.

Diamètre intérieur de l'anneau mobile........................	0^m590
— extérieur —	0^m870
Largeur de la couronne des aubes, $\frac{0,87 - 0,59}{2}$..............=	0^m140
Hauteur —	0^m082
Nombre d'aubes..	24
— de directrices....................................	32
Plus courte distance des aubes de la turbine..................	0^m026
— — des directrices..........................	0^m026
Angle sous lequel les filets fluides entrent dans l'aubage.........	33°
Angle suivant lequel ils le quittent, mesuré d'après la ligne menée par le milieu des orifices extérieurs..........................	17°23′
Angle formé par le premier élément courbe des aubes de la turbine, avec la circonférence intérieure.	90°

Dans ces conditions la turbine a donné un rendement moyen de 0,626, alors que la vanne était levée en plein et que sa vitesse, à la circonférence intérieure, était les 0,45 de celle de l'eau.

Ce résultat a été obtenu à la suite de nombreuses expériences, faites avec le plus grand soin; on peut donc compter sur son exactitude, d'autant plus qu'il est loin d'avoir une valeur exagérée.

Ce rendement est certainement inférieur à ce qui a été trouvé parfois. Cependant, M. de Lacolonge fait remarquer que les premières expériences faites sur les turbines hydrauliques, comme celles exécutées sur la turbine de Muhlbach, ont été erronées, par le fait de jaugeages inexacts; il ajoute que M. Morin, lui-même, a modifié les chiffres de rendement précédemment obtenus, par suite de nouvelles expériences effectuées sur les dépenses en déversoir, qui ont montré des coefficents de dépense plus élevés que ceux qui avaient servi lors des expériences sur les turbines.

Enfin, rappelant les expériences de M. Marozeau, M. de Lacolonge fait observer que ce dernier ingénieur a trouvé, pour une turbine centrifuge, un rendement de 0,645, après avoir jaugé directement le volume d'eau dépensé.

Nous sommes pleinement de l'avis de M. de Lacolonge, à savoir, que le rendement de ces moteurs doit approcher plus généralement de 65 p. 0/0 que de 75 et plus, que l'on pensait avoir trouvé accidentellement. Et nous répétons, ce que nous croyons avoir déjà dit, qu'un rendement de 0,70 est tout à fait un maximum sur lequel on serait trop heureux de pouvoir toujours compter.

Mais nous ne devons pas non plus négliger de faire remarquer que la turbine de Saint-Médard est de très-petites dimensions, si on les compare avec la hauteur de la chute, qui est une des plus faibles auxquelles s'appliquent ordinairement les turbines; et qu'il n'est douteux pour personne, que les résistances passives, fuites, ou toute autre cause de déperdition de force, sont relativement beaucoup plus considérables pour les petites machines que pour les grandes.

Du reste, les proportions de cette turbine de Saint-Médard sont parfaitement étudiées, et tout à fait dans les conditions voulues pour obtenir le plus possible, comme rendement.

Une des déductions importantes des mêmes expériences, c'est que le rendement diminuait quand la couronne marchait noyée, résultat contraire à ce qui est généralement admis: que la turbine centrifuge marche au moins aussi bien lorsqu'elle est noyée de la hauteur de sa couronne, que lorsqu'elle tourne dans l'air.

Nous pensons que ceci ne peut être général, et que l'influence du *noyage* change suivant la vitesse de la turbine, et avec la hauteur absolue de la chute comparée à celle de l'anneau mobile.

En un mot, c'est le même motif que précédemment quant à la comparaison à établir entre les grands et les petits moteurs.

L'intérêt principal que présente cette turbine par sa construction, c'est qu'elle est munie du pivot supérieur qui paraissait n'être applicable qu'aux turbines en dessus, dans lesquelles le plateau des directrices, étant posé sur le fond de la chambre d'eau, n'exige pas de porte-fond creux, comme dans la turbine Fourneyron.

Bravant cette difficulté, les constructeurs de la turbine de Saint-Médard ont établi deux tiges creuses passant l'une dans l'autre; l'une étant le porte-fond, et l'autre l'arbre de la turbine, à l'intérieur duquel son support fixe se trouve logé, comme d'habitude.

Peut-être cette disposition serait-elle difficile à adopter pour les moteurs de

grandes dimensions. Cependant l'avantage du pivot hors de l'eau est tellement sérieux, que pour les turbines centrifuges qui se construiront encore, on fera bien de songer à cette amélioration, qui a maintenant pour elle la sanction de l'expérience.

DIMENSIONS ET TRACÉ DES TURBINES EN DESSUS.

Les principes généraux déduits de la théorie pour établir les proportions des turbines centrifuges, s'appliquent, sans modifications importantes, aux turbines dites en dessus, en tant que l'on y retrouve les deux organes constitutifs principaux : le distributeur et la couronne mobile.

Les seules modifications se résument à peu près en ceci :

1° Si l'on considère la marche du fluide, représenté par une molécule isolée, on trouve que, dans la turbine centrifuge, cette molécule engendre un plan en traversant la roue mobile, tandis qu'elle suit une surface cylindrique avec la turbine en dessus;

2° Avec la turbine centrifuge le fluide entre dans l'aubage avec toute la vitesse absolue due à la chute totale, et l'accélération qu'il éprouve est due exclusivement à la force centrifuge.

Avec la turbine en dessus, dont la partie inférieure doit raser le niveau d'aval, l'entrée du fluide dans l'aubage a lieu sous l'influence de la seule charge au-dessus de la roue mobile, et la vitesse du fluide s'accélère en parcourant les aubes sous l'action naturelle de la pesanteur (voir la théorie de Borda exposée, p. 372).

3° Les aubes de la turbine centrifuge étant cylindriques, l'action du fluide est la même en chaque point de leur hauteur, à part la légère différence de charge du haut au bas des aubes.

Les aubes de la turbine en dessus sont héliçoïdales et ne présentent pas partout, par conséquent, une même courbure à l'entrée du fluide, dont la vitesse est nécessairement uniforme sur tous les points de la surface du distributeur.

Telles sont, au moins, les différences principales.

Maintenant, on pourrait signaler les points similaires suivants :

1° La théorie de Borda, quant au tracé des aubes, est applicable aux deux genres de turbines;

2° Les conditions de capacité de la couronne mobile, par rapport à la dépense, et la vitesse circonférentielle rapportée à celle initiale de l'eau, sont les mêmes dans les deux cas.

Par conséquent, il nous reste peu de chose à dire, pour élucider la question des turbines en dessus après les développements qui précèdent sur les autres turbines.

Nous allons seulement examiner en détail les conditions du tracé pratique de l'aubage d'une turbine Fontaine analogue, quoique de plus faibles dimensions, à celle représentée sur la pl. 16, fig. 1re et décrite p. 320 et suivantes.

TRACÉ PRATIQUE DES AUBES DE LA TURBINE FONTAINE

La fig. 64 représente, à l'échelle du quart de l'exécution, la forme exacte du double aubage d'une turbine en dessus de dimension moyenne, quant à la valeur de dépense à laquelle elle correspond.

C'est évidemment la section développée qui serait faite circulairement suivant le cercle tracé par le milieu de la largeur de l'aubage; c'est, en d'autres termes, la configuration élémentaire des aubes suivant le cylindre théorique dont on a parlé ci-dessus, et en lequel tous les effets du moteur peuvent être supposés condensés, de même que l'on réduit, par la pensée, tout le volume d'un corps et son poids en un seul point matériel ou le *centre de gravité*.

Comme structure générale, on peut remarquer, déjà, que les aubes du distributeur sont en plus grand nombre que celles de la couronne mobile. Cet aubage appartient, en effet, à une turbine dont le diamètre moyen est égal à 1m873.

La couronne mobile possède 54 aubes, et le plateau des directrices 60.

Il en advient, que par la forme respective de chaque aubage, les intervalles minimum laissés entre les courbes réceptrices pour le passage du fluide sont plus larges que ceux des directrices.

Les premiers ont 45 millimètres et les autres 25.

Le but que l'on s'est proposé d'atteindre par cette disposition, est, comme nous l'avons déjà fait remarquer, *la libre déviation de la veine fluide*; c'est-à-dire, que l'épaisseur des veines incidentes étant plus faible que l'orifice ménagé pour leur expulsion, la turbine n'éprouve pas d'engorgement, et que ces veines fluides suivent exclusivement la face concave des aubes.

C'est là un fait qui n'avait point été observé dans l'origine, où les directrices étaient moins nombreuses que les aubes de la turbine.

Maintenant, dire que les choses se passent en pratique dans toute la rigueur de la donnée théorique, serait certainement une illusion puisque l'une des couronnes étant fixe et l'autre mobile, les veines fluides sont continuellement divisées par le passage successif des aubes de la turbine.

Néanmoins l'expérience prouve que cette disposition est préférable à l'ancienne, surtout depuis que l'on a pu employer un bon vannage qui permet de faire fonctionner le moteur par admission partielle, quand il y a lieu de le faire pour des réductions de dépense, plutôt que d'altérer les passages de l'eau par des vannes séparées.

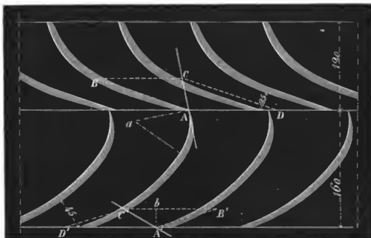
D'ailleurs l'agrandissement des orifices d'expulsion est encore justifié par la réduction de vitesse du fluide en quittant la turbine; non-seulement ces orifices sont plus larges dans le sens de la section circulaire de l'aubage, mais ils sont encore augmentés, suivant leur section diamétrale, par l'évasement manifeste donné à l'anneau mobile.

C'est ce que l'on a déjà vu par la description détaillée des diverses turbines, et,

particulièrement par celle de Pierre Callon, que nous regardons comme le premier qui ait cherché à mettre formellement ce principe en pratique.

Pour bien faire comprendre le mode d'action de l'eau sur un aubage ainsi disposé, nous allons lui appliquer la théorie du tracé géométrique de Borda, tracé donné plus haut, fig. 62.

Fig. 64.



AB étant une tangente menée au dernier élément d'une aube directrice, fig. 64, le fluide incident aura cette direction.

En supposant que sa vitesse soit représentée par la grandeur AB, si nous traçons la tangente AC au premier élément d'une aube réceptrice, le centre de la courbe étant en *a*, le parallélogramme ABCD nous indiquera que, pour satisfaire aux conditions de la théorie, la vitesse circonférentielle de la turbine devra être égale à AD. D'autre part, la vitesse du fluide en suivant l'aube sera égale à AC.

Si la pesanteur ne continuait pas d'agir pendant que le fluide effectue sa descente, il quitterait l'aube avec cette même vitesse relative ; mais comme cette force ne cesse pas d'exercer son influence, la vitesse s'accroît un peu et devient A'B', suivant la direction de la tangente au dernier élément courbe de l'aube (nous appliquons ici le tracé à l'aube voisine à cause de la disposition particulière de notre figure).

Par conséquent, si nous formons avec cette vitesse A'B' le parallélogramme A'B'C'D', dans lequel A'D' est la vitesse de la turbine et égal à AD, la diagonale A'C' représentera, en grandeur et en direction, la vitesse des filets fluides en quit-

tant la turbine ; la perpendiculaire $A'b$ pourra être considérée comme étant la vitesse verticale relative avec laquelle le fluide quitte le moteur, et servir de mesure à la perte d'effet d'utile due à cette cause particulière.

(Théoriquement on dirait, que la quantité d'effet utile perdue ainsi est à celle totale disponible comme $\overline{Ab}^2$ est à $\overline{AB}^2$)

En somme, nous rappellerons que $A'b$ doit être aussi faible que possible, et que l'un des moyens d'obtenir ce résultat consiste à rendre l'angle $C'A'D'$ aussi très-réduit.

En examinant le tracé, fig. 64, on reconnait que le rapport des vitesses ne doit pas être précisément celui auquel se rapporte la courbure exacte des aubes : car les grandeurs AB et AD, soit V et v, sont pour ainsi dire égales. Mais n'oublions pas qu'un aubage est rarement déterminé pour une chute constamment uniforme, et qu'il doit convenir, au contraire, à la moyenne des variations dont cette chute est susceptible.

Autrement on sait que AD, ou v, varie normalement de 0,5 à 0,7 de AB ou V, et que le tracé devrait être basé sur l'un de ces rapports si la chute conservait des conditions uniformes.

Il resterait maintenant à indiquer les règles que les constructeurs suivent pour fixer l'inclinaison des directrices et des aubes à leur partie inférieure. Mais nous pouvons affirmer que la pratique en cela leur tient lieu de règles ; et si l'on essaie un semblable tracé en cherchant à remplir les conditions principales, savoir :

1° Angle d'incidence des filets fluides ;

2° Direction et grandeur de la vitesse des filets fluides à l'échappement ;

3° Proportions des orifices de la dépense mises en rapport avec le diamètre de la turbine, lequel sera souvent déterminé en raison d'une vitesse de rotation voulue.

Si, disons-nous, on rapproche ces différentes conditions et leurs exigences, on ne tarde pas à en conclure que la forme générale des deux aubages s'en déduit naturellement, et plutôt par tâtonnement que par des moyens directs.

Il en sera de même de la hauteur à donner à la couronne mobile et à celle des directrices. Bien des personnes ont demandé quelles étaient les règles à cet égard ; il n'en existe réellement aucune, au moins que nous ayons découverte, malgré de soigneuses recherches.

Nous ne remarquons, à l'égard des turbines construites par MM. Fontaine et Brault, que deux ou trois dimensions adoptées qui suffisent à toutes les applications. Parmi elles, nous distinguons celles adoptées pour les turbines représentées sur la planche 16, où pour les deux, les aubes directrices ont 180 et 165, et les couronnes mobiles 270.

Le tracé précédent est pris d'un type où ces hauteurs sont 160 et 120.

Le fait saillant à observer, c'est que ces dimensions sont généralement faibles, en les comparant avec ce qui se faisait anciennement.

On remarque aussi que le distributeur est la moins haute des deux couronnes ;

et comme c'est là un fait pratique, on peut en conclure que l'on cherche à éviter que le fluide frotte longtemps sur les surfaces, qui ne doivent avoir pour action que de lui donner la direction voulue.

Quant aux aubes réceptrices, le fluide ne devant pas y séjourner pour agir par son poids, leur développement doit être seulement suffisant pour remplir les conditions du tracé, sans courbures trop brusques, et pour que les veines liquides les suivent exactement en en prenant bien la forme.

Nous terminons ce que nous avions à dire des turbines en dessus par quelques règles pouvant servir à déterminer leurs dimensions générales et une table à l'appui, qui permettra d'apprécier d'un coup d'œil, quelles proportions conviennent dans un nombre de cas donnés.

CALCULS DES DIMENSIONS D'UNE TURBINE EN DESSUS

Lorsqu'il s'agit d'établir une turbine devant marcher sous une hauteur de chute et une dépense d'eau déterminées, on se préoccupe presque immédiatement de la vitesse de cette turbine, ce qui ne peut être évidemment résolu qu'autant qu'on en connaît le diamètre moyen, ce que nous regardons comme représentant le cylindre élémentaire de la turbine. Mais comme ce diamètre dépend du volume d'eau à dépenser et de la largeur de l'anneau, on se trouve donc avoir plusieurs inconnues à la fois dont l'une devra cependant servir à déterminer l'autre.

Dans cette situation, il faut admettre *à priori* des relations entre ces choses différentes. Voyons ce que peuvent être ces relations.

Le premier orifice offert au débit de l'eau est la voie annulaire supérieure des aubes de la couronne fixe; c'est, en effet, un orifice représenté par la superficie entière de l'anneau, diminué des épaisseurs des aubes.

Si l'on recherche, d'après un tracé (soit celui de la fig. 63), la relation qui existe entre la distance d'une aube à l'autre, mesurée sur la face supérieure de la couronne des directrices, et la plus courte distance de ces mêmes aubes, laquelle est la largeur de l'orifice réel offert au débit, on trouve que la première de ces distances est environ 4 à 5 fois la seconde; d'où il en résulte que la surface entière de l'anneau peut être regardé comme égale à 4 ou 5 fois l'orifice capable d'effectuer la dépense sous la chute donnée.

On suppose évidemment que le coefficient de contraction soit égal à l'unité, attendu que chaque orifice présente un évasement assez prononcé du côté de l'entrée pour que cette hypothèse soit vraie, c'est-à-dire que les canaux injecteurs soient complétement remplis, ou que l'écoulement ait lieu à *gueule bée*.

S'il pouvait exister une contraction ce serait plutôt à l'entrée même des orifices; mais cette entrée étant beaucoup plus grande que la sortie, la vitesse du fluide s'y trouve proportionnellement ralentie, et les parois ne tardent pas à se mouiller et l'intervalle à se remplir complétement.

Donc, pour connaître la dimension de l'anneau, la dépense étant donnée, il nous

suffira d'établir un certain rapport entre son diamètre et sa largeur dans le sens du rayon ; puis, dans cette condition, de calculer une surface annulaire qui soit le quotient de la dépense, multipliée par 4 ou par 5, et divisée par la vitesse due à la hauteur de chute.

Si nous adoptons pour l'instant, comme type, la turbine représentée fig. 1 à 3, pl. 16, nous pouvons établir le rapport 5 entre le diamètre moyen de l'anneau et sa largeur, ce qui a lieu, à peu près, pour cette turbine.

Nous prenons aussi le rapport 4, 5, entre la surface de l'anneau et l'orifice de la dépense, rapport moyen entre ceux 4 et 5 indiqués ci-dessus.

Ces relations établies nous permettent de trouver la règle pratique au moyen de laquelle on pourra déterminer le diamètre moyen de la manière suivante.

Nommant :

D la dépense en mètres cubes;

H la charge comptée du niveau d'aval à la face supérieure de la couronne mobile;

V la vitesse due à cette charge;

d le diamètre moyen de l'anneau;

l sa largeur dans le sens du rayon et égale à $\frac{d}{5}$;

S la superficie de l'anneau;

v la vitesse circonférentielle supposée égale à $\frac{1}{2}$ V;

On trouve pour la surface de l'anneau :

$$S = \pi d \times \frac{d}{5} = \frac{\pi d^2}{5}.$$

Mais cette surface est aussi représentée par :

$$S = \frac{4,5\,D}{V} \text{ et } V = \sqrt{2gH}, \text{ d'où } S = \frac{4,5\,D}{\sqrt{2gH}}.$$

On peut donc rapprocher les deux expressions et dire :

$$\frac{\pi d^2}{5} = \frac{4,5\,D}{\sqrt{2gH}}, \text{ d'où } d^2 = \frac{22,5\,D}{\pi\sqrt{2gH}}.$$

Réduisant au point de vue des quantités invariables il vient, en résumé, l'expression suivante :

$$d^{m} = \sqrt{\frac{1,6176 \times D^{m.c}}{\sqrt{H^{m}}}}.$$

On peut donc, à l'aide de cette relation, calculer le diamètre moyen de l'anneau d'une turbine Fontaine, et avec laquelle il suffirait, pour qu'elle devînt générale, de modifier à volonté les rapports préalablement admis, c'est-à-dire le rapport de la

surface de l'anneau à l'orifice effectif de la dépense, et celui du diamètre moyen de l'anneau à sa largeur. Cette formule est tout à fait analogue, du reste, à celle qui a été donnée précédemment (p. 369), pour les turbines Fourneyron.

Prenons, comme premier exemple de son application, la turbine même qui nous a servi de type.

Elle doit dépenser 4 mètres cubes, au maximum, par 1″ avec une charge de 2^m15, environ, au-dessus de la couronne mobile.

Le rapport du diamètre moyen à la largeur de l'anneau est aussi égal à 5.

Que trouve-t-on à l'aide de la règle ci-dessus?

$$d = \sqrt{\frac{1,6176 \times 4^{mc}}{\sqrt{2^m15}}} = 2^m09.$$

On a vu que le diamètre existant égale 2^m15.

La connaissance du diamètre permet maintenant de déterminer la vitesse de rotation, que nous regardions comme une question toujours intéressante pour une personne qui se propose d'établir un moteur, et qui désire savoir si sa vitesse pourra s'accorder avec les mécanismes à conduire.

Nous avons assez donné d'exemples de cette opération, consistant à trouver la vitesse de rotation d'un cercle dont on connaît le diamètre et la vitesse circonférentielle, pour que nous puissions nous dispenser de rien ajouter maintenant à cet égard.

Mais nous voulons montrer, cependant, qu'il est également possible d'avoir cette vitesse, sans calculer préalablement le diamètre, sous la seule condition, néanmoins, que ce dernier aura la valeur déterminée par la règle ci-dessus.

En effet, la détermination de la vitesse de rotation s'exprimant toujours ainsi :

$$n = \frac{60\,v}{\pi\,d}$$

peut aussi s'écrire :

$$n = \frac{60\,\sqrt{2gH}}{\pi\,d} \times \frac{v}{V}$$

Remplaçant dans cette expression le diamètre d par sa valeur ci-dessus, et prenant $\frac{v}{V} = 0,5$, il vient :

$$n = 0,5\,\frac{60\,\sqrt{2gH}}{\pi\sqrt{\left(\frac{22.\,5\,D}{\pi\,\sqrt{2gH}}\right)}}$$

qui se réduit à :

$$n = \sqrt{\frac{40 \times \overline{2gH}^{\frac{3}{2}}}{\pi\,D}},\ \text{d'où}\ n = \sqrt{\frac{1106,3 \times H^{\frac{3}{2}}}{D^{mc}}}$$

Quelle sera, d'après cela, la vitesse de la turbine ci-dessus, ne connaissant encore que la chute et la dépense?

$$n = \sqrt{\frac{1166,3 \times \overline{2,15}^{\frac{3}{2}}}{4^{mc}}} = 29,5$$

Les expériences citées plus haut (p. 328) ont montré que la vitesse de la turbine, dont nous prenons ici les conditions, était reglée à 27,7 par minute.

En résumé les règles que nous venons d'exposer comportent toute l'exactitude désirable pour déterminer les dimensions approximatives d'une turbine, sauf à y apporter, après coup, les modifications que le tracé démontrerait nécessaires. C'est exactement la même observation que celle que nous avons faite à propos des turbines centrifuges, lorsque nous avons dit quelques mots des règles à suivre pour obtenir leurs principales dimensions.

Comme nous avons eu pour objet de permettre d'apprécier facilement les conditions de marche d'une turbine, dont on proposerait l'établissement, nous voulons encore éviter le peu de calculs que nos formules exigent; et, pour cela, nous avons calculé, avec leur aide, la table suivante qui renferme quatre colonnes distinctes :

La première contient des dépenses d'eau, exprimées en litres;

Les trois suivantes indiquent le diamètre moyen, la largeur de l'anneau et la vitesse de chaque turbine correspondante, pour les chutes indiquées en tête de chaque série.

Chaque série indiquant une chute différente de 1 mètre à 20 mètres, les dépenses sont aussi disposées par séries de 500 à 6000 litres et de 75 à 1500 litres. La première série de dépenses a été répétée pour les chutes de 1 mètre à 5^{m}50, et la seconde, pour les plus fortes chutes, de 6 mètres à 20 mètres.

A part la grande extension que prendrait cette table, si l'échelle complète des dépenses, c'est-à-dire 75 à 6000 litres, se trouvait en correspondance avec toutes les chutes, de la plus faible à la plus grande, on se trouverait en présence de conditions complétement en dehors des choses de la pratique.

En effet, on rencontre aussi peu 75 litres de dépense par seconde avec 1 mètre de chute, que 20 mètres de chute avec un volume de 6000 litres. La table, dans ces limites, serait donc à peu près sans utilité, et ses résultats seraient le plus souvent impraticables.

TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS,

SAVOIR : Le diam. moyen, la larg. de l'anneau et la vitesse, étant donnés : la chute et la dépense d'eau par 1''.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	CHUTES								
	1m 00			1m 25			1m 50		
	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute.	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute
	mètres	mètres.	tours.	mètres	mètres.	tours.	mètres	mètres.	tours
500	0.90	0.16	47	0.83	0.17	55	0.81	0.16	64
600	0.99	0.20	43	0.93	0.18	51	0.89	0.18	58
700	1.07	0.21	40	1.01	0.20	47	0.96	0.19	54
800	1.15	0.23	37	1.08	0.22	44	1.02	0.20	50
900	1.22	0.24	35	1.14	0.23	41	1.09	0.22	47
1000	1.28	0.26	33	1.20	0.24	39	1.15	0.23	45
1250	1.43	0.29	30	1.34	0.27	35	1.28	0.26	40
1500	1.56	0.31	27	1.47	0.29	32	1.40	0.28	36
1750	1.68	0.34	25	1.59	0.32	30	1.52	0.30	34
2000	1.80	0.36	23	1.70	0.34	27	1.62	0.32	32
2250	1.91	0.38	22	1.80	0.36	26	1.72	0.34	30
2500	2.01	0.40	21	1.90	0.38	25	1.81	0.36	29
3000	2.20	0.44	19	2.08	0.42	23	1.99	0.40	26
3500	2.38	0.48	18	2.25	0.45	21	2.15	0.43	24
4000	2.54	0.51	17	2.40	0.48	20	2.29	0.46	22
4500	2.70	0.54	16	2.55	0.51	19	2.43	0.48	21
5000	2.84	0.57	15	2.69	0.54	18	2.56	0.51	20
5500	2.98	0.60	14	2.82	0.56	17	2.69	0.54	19
6000	3.11	0.62	13	2.92	0.59	16	2.81	0.56	18
	1m 75			2m 00			2m 50		
500	0.76	0.16	73	0.76	0.15	79	0.72	0.14	93
600	0.85	0.17	65	0.83	0.17	72	0.79	0.16	85
700	0.92	0.18	60	0.89	0.18	67	0.85	0.17	78
800	0.99	0.20	57	0.95	0.19	63	0.90	0.18	73
900	1.05	0.21	53	1.02	0.20	59	0.96	0.19	69
1000	1.11	0.22	51	1.07	0.21	56	1.01	0.20	65
1250	1.24	0.25	45	1.20	0.24	50	1.13	0.23	59
1500	1.36	0.27	42	1.31	0.26	46	1.24	0.25	53
1750	1.47	0.29	38	1.42	0.28	41	1.34	0.27	50
2000	1.59	0.32	36	1.52	0.30	39	1.45	0.29	46
2250	1.67	0.33	34	1.61	0.32	37	1.54	0.30	44
2500	1.73	0.35	32	1.69	0.34	35	1.60	0.32	42
3000	1.92	0.38	29	1.86	0.37	32	1.75	0.35	38
3500	2.09	0.42	27	2.00	0.40	30	1.90	0.38	35
4000	2.25	0.45	25	2.14	0.43	28	2.02	0.40	33
4500	2.36	0.47	24	2.27	0.45	26	2.14	0.42	31
5000	2.47	0.49	23	2.40	0.48	25	2.26	0.45	29
5500	2.59	0.52	22	2.51	0.50	24	2.37	0.47	28
6000	2.71	0.54	21	2.62	0.52	23	2.48	0.50	27

SUITE DE LA TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	CHUTES 3m 00			3m 50			4m 00		
	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute.	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute.
	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.
500	0.68	0.44	107	0.66	3.13	121	0.64	0.13	133
600	0.75	0.13	98	0.73	0.14	110	0.70	0.14	122
700	0.81	0.10	91	0.78	0.16	102	0.73	0.15	114
800	0.87	0.17	85	0.83	0.17	99	0.80	0.16	105
900	0.92	0.18	80	0 88	0.18	90	3.85	0.17	99
1000	0.97	0.19	76	0 93	0.19	85	0.90	0.18	91
1250	1.08	0.22	68	1.04	0 21	70	1.00	0.20	84
1500	1.19	0.24	62	3.11	0 23	71	1.10	0.22	77
1750	1.28	0.26	57	1.23	0.25	64	1.19	0.24	71
2000	1.37	0.27	64	1.31	0.26	60	1.27	0.25	67
2250	1.45	0.29	54	1.39	0.28	57	1.35	0.27	63
2500	1.53	0 30	49	1.47	0.29	54	1.42	0.28	60
3000	1.67	0 33	44	1.60	0.32	49	1.56	0.31	58
3500	1.81	0.36	41	1.74	3.35	45	1.68	0.33	50
4000	1.96	0.39	38	1.86	0.37	43	1.80	0.36	47
4500	2.05	0.41	36	1 97	0.39	40	1.91	0.38	44
5000	3.16	0.43	34	0.08	0.12	38	2.01	0.40	42
5500	2.27	0.45	32	2. [illegible]8	0.44	37	3.11	0.42	40
6000	2.37	0.47	31	2.27	0.43	35	2.20	0.41	38
	4m 50			5m 00			6m 00		
500	0.62	0.13	145	0 60	0.10	153	0.50	0.12	169
600	0.67	0.13	133	0.66	0.13	144	0.65	0.13	153
700	0 73	0.19	123	0.71	0.14	135	0.70	0.14	140
800	0.79	0.16	119	0.76	0.10	125	0.74	0.19	134
900	0.83	0.17	108	0.81	0.10	117	0 79	0.16	126
1000	0.88	0.19	103	0.85	0.17	111	0 83	0.17	119
1250	0.97	0.19	92	0.95	0.19	100	0.93	0.19	109
1500	1 07	0.21	84	1.04	0.21	91	1.01	0.20	97
1750	1.19	0.23	78	1.13	0.23	84	1.10	0.22	90
2000	1.24	0.25	72	1.20	0.24	70	1.17	0.23	83
2250	1.31	0.26	68	1.28	0.26	74	1.24	0.25	80
2500	1.38	0.28	65	1.35	0.27	70	1.31	0.26	79
3000	1.54	0.30	60	1.47	0.29	64	1.44	0.29	69
3500	1.63	0.33	55	1.59	0.32	59	1.53	0 31	64
4000	1.73	0.35	51	1.70	0.34	55	1 66	0 33	60
4500	1.83	0.37	48	1.80	0.36	52	1.70	0.35	56
5000	1.95	0.39	45	1.91	0.38	50	1.86	0.37	53
5500	2.01	0.41	44	1.99	0.40	47	1.95	0.39	51
6000	2.14	0.43	41	2.09	0.40	49	0.03	0.41	49

SUITE DE LA TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	CHUTES 6m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	6m 00 Largeur de l'anneau.	6m 00 Nombre de tours par minute.	7m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	7m 00 Largeur de l'anneau.	7m 00 Nombre de tours par minute.	8m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	8m 00 Largeur de l'anneau.	8m 00 Nombre de tours par minute.
	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.
75	0.22	0.044	466	0.21	0.042	522	0.20	0.040	577
100	0.25	0.050	403	0.25	0.050	452	0.24	0.048	500
125	0.28	0.056	361	0.28	0.056	405	0.26	0.052	447
150	0.31	0.062	329	0.31	0.062	369	0.29	0.058	408
175	0.34	0.068	305	0.33	0.066	342	0.32	0.064	378
200	0.37	0.074	285	0.35	0.070	320	0.34	0.068	354
250	0.41	0.082	256	0.39	0.078	286	0.38	0.076	316
300	0.45	0.090	233	0.43	0.086	261	0.42	0.084	289
350	0.48	0.096	216	0.46	0.092	242	0.45	0.090	267
400	0.51	0.102	202	0.50	0.100	226	0.48	0.096	250
450	0.55	0.110	190	0.53	0.106	213	0.52	0.102	236
500	0.58	0.116	180	0.55	0.110	202	0.54	0.108	224
600	0.63	0.126	165	0.61	0.122	185	0.59	0.118	204
700	0.68	0.136	153	0.65	0.130	171	0.63	0.126	189
800	0.72	0.146	143	0.70	0.140	160	0.68	0.136	177
900	0.77	0.154	134	0.74	0.148	150	0.72	0.144	167
1000	0.82	0.164	128	0.78	0.156	143	0.76	0.152	158
1250	0.91	0.182	114	0.88	0.176	128	0.85	0.172	141
1500	0.99	0.198	104	0.96	0.192	117	0.93	0.186	129

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	10m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	10m 00 Largeur de l'anneau.	10m 00 Nombre de tours par minute.	15m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	15m 00 Largeur de l'anneau.	15m 00 Nombre de tours par minute.	20m 00 Diamètre moyen de l'anneau.	20m 00 Largeur de l'anneau.	20m 00 Nombre de tours par minute.
75	0.20	0.040	683	0.18	0.036	925	0.17	0.034	1140
100	0.23	0.046	592	0.21	0.042	801	0.19	0.038	993
125	0.25	0.050	530	0.23	0.046	716	0.21	0.042	883
150	0.28	0.056	483	0.25	0.050	654	0.23	0.046	806
175	0.30	0.060	447	0.27	0.054	606	0.25	0.050	746
200	0.32	0.064	418	0.29	0.058	567	0.27	0.054	698
250	0.35	0.070	374	0.32	0.064	507	0.30	0.060	624
300	0.39	0.078	340	0.35	0.070	463	0.33	0.066	570
350	0.42	0.084	316	0.38	0.076	430	0.36	0.072	528
400	0.45	0.090	296	0.41	0.082	400	0.38	0.076	494
450	0.48	0.096	279	0.43	0.086	378	0.40	0.080	466
500	0.51	0.102	265	0.46	0.092	358	0.42	0.084	442
600	0.55	0.110	242	0.50	0.100	327	0.47	0.094	403
700	0.60	0.120	224	0.54	0.108	303	0.50	0.100	373
800	0.64	0.128	209	0.58	0.116	284	0.54	0.108	349
900	0.68	0.136	197	0.61	0.122	267	0.57	0.114	329
1000	0.72	0.144	187	0.65	0.130	253	0.60	0.120	312
1250	0.80	0.160	167	0.72	0.144	226	0.67	0.134	279
1500	0.89	0.178	153	0.79	0.158	207	0.74	0.148	255

A l'aide de ces tables, le problème proposé n'offre plus de difficultés, puisqu'il suffit de chercher dans la colonne des dépenses celle qui serait donnée pour trouver en regard, dans la série correspondant à la chute, le diamètre que devrait avoir la turbine ainsi que sa vitesse de rotation.

Cherchons, par exemple, quelle est la turbine qui convient à une chute de 5 mètres avec une dépense de 1500 litres d'eau par 1''.

On trouve dans la table même, page 402, que le diamètre moyen de l'anneau égale 1^m04, et sa largeur 0^m21. Sa vitesse égale 91 tours par minute.

Une fois cette première approximation obtenue, on comprend qu'il est facile de faire telles modifications qu'on le jugera nécessaire, mais que le point de départ a été très-bien déterminé.

Supposons, par exemple, que la vitesse ne soit pas convenable, et que l'on préfère 100 tours par minute; que faudrait-il faire?

La vitesse de rotation dépendant du diamètre moyen de l'anneau, si l'on conserve la même valeur au rapport des vitesses de l'eau et de la turbine, c'est évidemment le diamètre qu'il faut modifier.

On aurait donc, dans l'exemple proposé,

$$1^m04 \times \frac{91}{100} = 0^m946 \text{ pour le diamètre cherché.}$$

Ainsi l'opération se résume à multiplier le diamètre trouvé dans la table par la vitesse correspondante, et à diviser le produit par la vitesse proposée.

Maintenant la superficie de l'anneau étant une chose invariable, comme la dépense, il s'ensuit que la largeur, qui était de 21 centimètres par la table, va se trouver augmentée en raison de la diminution survenue dans le diamètre.

Cette largeur sera très-bien déterminée ainsi :

$$l = 21 \times \frac{1{,}040}{0{,}946} = 24 \text{ centimètres.}$$

Supposons, au contraire, que la vitesse donnée par la table soit trouvée trop forte; qu'au lieu de 91 tours on veuille que la turbine en fasse 70?

Les opérations ci-dessus seraient encore effectuées de la même façon et fourniraient les résultats suivants :

$$d = 1^m04 \times \frac{91}{70} = 1^m347$$

$$l = 21 \times \frac{1{,}04}{1{,}347} = 16 \text{ cent.}$$

Il est très-important de faire remarquer que les règles et les tables précédentes s'appliquent en supposant l'admission totale, c'est-à-dire sur toute la circonférence.

Par conséquent, si la vitesse demandée pour un cas déterminé était complétement en dehors de celle indiquée par la table, on supposerait l'admission partielle, et alors le diamètre serait calculé pour cette vitesse et celle de l'eau, indépendamment de toute autre considération.

Supposons une chute de 6 mètres et une dépense de 200 litres, pour lesquelles conditions la table indique, pour la turbine, un diamètre de 37 cent., et une vitesse de 285 tours par minute.

Si l'on devait adopter 100 tours au lieu de 285, tout en conservant le rapport 1/2 entre les vitesses de l'eau et de la turbine, on chercherait le diamètre correspondant, en opérant par la méthode habituelle (p. 295 et 399); soit :

$$V = \sqrt{19{,}62 \times 6^m} = 10^m84; \text{ et } d = \frac{1}{2}\left(\frac{60 \times 10{,}84}{3{,}1416 \times 100}\right) = 1^m04.$$

Les autres dimensions de l'anneau seraient ensuite déterminées en vue de la dépense et d'une admission partielle convenable.

SUPPRESSION DU VANNAGE DANS LES TURBINES EN DESSUS

Dans un mémoire spécial sur ce genre de moteur, M. de Lacolonge exprime l'opinion qu'il serait possible de remplacer les anciennes roues du midi, qui rendent peu, ainsi qu'on le sait, et qui éprouvent de fréquents chômages par suite des variations de niveaux, par des turbines en dessus avec couronnes fixe et mobile, mais dont le vannage serait supprimé, afin de les ramener au degré de simplicité qui fait encore le mérite de ces anciens moteurs vis-à-vis des usiniers qui ont, pour ce motif, infiniment de répugnance à leur substituer les machines perfectionnées.

En émettant cette idée, l'auteur du mémoire ne dit pas qu'il y aurait un désavantage marqué, pour l'effet utile, à supprimer le vannage : il assure, au contraire, que des expériences ont permis de reconnaître que, quelquefois, le vannage compensait en perte, par l'irrégularité de son fonctionnement, l'économie que l'on aurait pu trouver par la réduction proportionnelle des orifices.

Nous partageons volontiers l'idée de remplacer des moteurs qui, dans les meilleures conditions, ne rendent guère plus de 20 à 25 p. 0/0 d'effet utile, par d'autres qui, même privés d'un organe important, rendraient au moins 50 à 55 p. 0/0.

Quant à supprimer le vannage dans tous les cas, cela n'aurait certainement pas le succès espéré. Il est vrai que l'ancien mode de vannage, au moyen de vannettes séparées, ne fonctionnait pas d'une façon irréprochable; mais on a vu qu'il a été remplacé par la fermeture en gutta-percha ou même par le papillon, ce qui, en favorisant l'admission partielle, laisse aux injecteurs ouverts leurs meilleures conditions d'agir et doit remédier aux inconvénients de l'ancien système.

Cependant nous recommandons l'examen approfondi du travail de M. de Lacolonge, que nous ne pourrions qu'amoindrir en essayant d'en faire un résumé.

Ce travail contient des renseignements précieux au point de vue du remplacement des anciens moteurs par les nouveaux, en les modifiant, dans le but d'obtenir le même degré de simplicité d'établissement que ceux auxquels on les substituerait, tout en leur faisant produire un effet utile presque double, quoique inférieur cependant à celui des appareils récemment améliorés.

ÉTUDE DE L'AUBAGE DES TURBINES JONVAL-KŒCHLIN

Construites par M. FOSSEY, ingénieur-mécanicien.

Les dispositions de ces turbines sont assez analogues aux précédentes, pour ne rien avoir à ajouter à leur égard au sujet des orifices de la dépense, capacité de l'aubage, la vitesse, etc. D'ailleurs, en les décrivant, dans le chapitre précédent, nous avons déjà montré les particularités qui les distinguent, justement au point de vue des dimensions des organes spéciaux.

Ce que nous désirons faire connaître, c'est la méthode employée par le constructeur, M. Fossey, pour déterminer la forme du double aubage.

Nous prendrons pour exemple la turbine à haute chute dont on a vu les dispositions d'ensemble (fig. 60 et 61), et dont, grâce à l'obligeance de cet ingénieur et de M. Maubert, nous possédons le tracé pratique, grandeur d'exécution, avec toutes les données de la plus grande exactitude. On peut donc compter que cette relation sera entièrement conforme à l'exécution et aux résultats obtenus.

TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DES AUBES DE LA TURBINE A HAUTE CHUTE

REPRÉSENTÉE FIG. 60, PAGE 362.

Nous rappellerons que cette turbine fonctionne sous une chute de 11^{m}90 de hauteur, en dépensant 250 litres d'eau par 1″. Aussi sa vitesse atteint-elle 400 révolutions par minute; et, avec le faible diamètre extérieur de 45 centimètres, elle est capable de développer une puissance effective de 25 chevaux.

La fig. 65 (p. 408) représente son double aubage suivant la section circulaire développée, et une coupe transversale passant par le centre de rotation.

Voici en quoi consiste la méthode suivie par le constructeur pour déterminer l'aubage de ses turbines et de leurs distributeurs, et l'application de cette méthode à la turbine dont nous nous occupons actuellement.

Les orifices du distributeur, en leur section minimum, sont calculés pour la dépense avec le coefficient égal à 0,75.

Ceux de la turbine sont calculés avec un coefficient plus faible et égal seulement à 0,50, pour que le fluide agisse uniquement par la libre déviation de la veine, et non par réaction.

La vitesse de rotation de la turbine est déterminée en donnant à son cercle moyen la moitié de celle due à la hauteur totale de la chute.

La forme des aubes du distributeur est basée sur les conditions suivantes :

1° L'eau doit entrer verticalement dans les aubes et en sortir dans une direction faisant un angle de 12 degrés avec l'horizon ;

2° La veine fluide, sortant de l'aubage distributeur sous cette direction, doit venir

agir normalement sur les aubes de la turbine, c'est-à-dire que ce premier élément doit être perpendiculaire à la résultante des vitesses de l'eau et de la turbine.

Nous faisons remarquer immédiatement que cette dernière condition est tout à fait opposée aux principes admis, qui indiquent que le premier élément des aubes doit être tangent à cette résultante et non pas perpendiculaire.

Quant aux aubes de la turbine, leur dernier élément forme un angle de 19 degrés avec l'horizon.

Ces principes, appliqués à la turbine qui nous occupe, ont donné un diamètre moyen de 0^m360 aux deux couronnes sur 0^m090 de largeur d'anneau, la plus courte distance des aubes du distributeur étant de 25 millimètres, et celle des aubes de la turbine $17^{mill}5$.

Le distributeur n'ayant que 12 aubes contre 25 à la turbine, il en résulte que, conformément à ce qui a été dit ci-dessus, l'orifice total de la turbine est plus grand que celui du distributeur; car, la largeur dans le sens du rayon étant la même, on trouve comme largeur totale de chacun des orifices :

$$25^{mill.} \times 12 = 300^{mill.}, \text{ et } 17^{mill}5 \times 25 = 437^{mill}5.$$

Ces dimensions doivent être dans le rapport inverse des coefficients adoptés : 0,50 et 0,75; on trouve en effet,

$$\frac{50}{75} = 0{,}67, \text{ et } \frac{300}{437{,}5} = 0{,}68.$$

Le diamètre moyen étant égal à 0,36 et la chute à 11^m90, ce qui donne pour la vitesse due à cette chute :

$$\sqrt{19{,}62 \times 11{,}90} = 15^m28 \quad (8).$$

La vitesse de rotation devient :

$$\frac{1}{2}\left(\frac{60 \times 15^m28}{3{,}1416 \times 0{,}36}\right) = 405{,}6 \text{ tours par } 1'.$$

On compte sur une vitesse ordinaire de 400 tours.

Ces conditions d'ensemble ainsi arrêtées, on a procédé au tracé de la manière suivante :

Aubes du distributeur. — Après avoir tracé les trois lignes qui indiquent les hauteurs que doivent avoir les deux aubages, on porte sur la ligne représentant le dessous de la turbine et le dessus du distributeur une distance A'A (fig. 65 ci-après), égale au quotient de la division de la circonférence moyenne par le nombre d'aubes que doit avoir le distributeur : soit ici 12.

De l'un des points de division, celui A', par exemple, on décrit deux arcs de cercle dont l'un a pour rayon la plus courte distance à ménager entre deux aubes (ici 25 millimètres), et l'autre, le même rayon augmenté de l'épaisseur que ces aubes doivent avoir.

Du point de division voisin A, on trace une droite AC faisant avec la verti-

en grandeur et en direction la vitesse relative du fluide par rapport au déplacement des aubes de la turbine.

Contrairement à la théorie qui enseigne de rendre le premier élément des aubes réceptrices tangent à la résultante Ad, nous avons dit que le constructeur rendait ce premier élément normal ou perpendiculaire à cette résultante. Voici comment on procède au tracé complet des aubes, pour satisfaire à cette condition ainsi qu'à l'écartement minimum et à l'inclinaison du dernier élément.

Après avoir porté les distances B″, B, B′, etc., comme on l'a fait à l'égard des directrices, en divisant la circonférence moyenne par 25, de l'un des points, B′, on trace les arcs de cercle qui correspondent à la plus courte distance (17^{mill} 5), et à l'épaisseur du métal, puis on trace BE, inclinée à 19°, sur laquelle on cherche le centre F d'un arc de cercle Bb tangent à l'arc de cercle extérieur, dont le rayon est B′b, et passant par B.

Joignant le centre F et le point B′ par un rayon que l'on prolonge, on cherche sur cette ligne le centre G d'un arc de cercle bA″, tel que le rayon GA″ soit parallèle à la diagonale Ad, afin que le premier élément, en A″, soit dans la condition requise d'être normal à la direction relative de l'arrivée du fluide.

Pour obtenir GA″, on remarquera que le point A″ est situé sur une corde qui serait tracée de b parallèlement à la bissectrice de l'angle obtus, formé par les lignes Ad et B′G. Il suffira donc de tracer cette bissectrice, et sa parallèle à partir du point b qui déterminera le point A″ par sa rencontre avec la ligne A′A″. La perpendiculaire élevée au milieu de bA″ rencontrant B′G donne en G le centre cherché.

Les aubes étant déterminées pour chacune des couronnes, il est aisé de comprendre comment on pourra répéter le tracé par tous les points de division, s'il s'agit, comme ici, de représenter un développement de plusieurs aubes.

Nous ferons remarquer encore que, différemment des turbines Fontaine, le distributeur a une plus grande hauteur que la turbine : le premier porte 120 millimètres et l'autre 90.

Cette particularité, que nous ne remarquons pas non plus à l'égard de la grande turbine représentée pl. 19, tient certainement à la grandeur de la chute dans celle-ci, où le fluide, animé d'une vitesse considérable, demande à être dirigé par des surfaces d'un développement suffisant pour diminuer les changements trop brusques de direction et les courtes courbures.

Du reste, le constructeur de ces turbines, pas plus que les autres, ne donne de règles expresses pour fixer la hauteur des couronnes. Pour nous expliquer cette lacune, nous ne pouvons qu'admettre l'une des deux raisons suivantes : que la chose est trop difficile à déterminer théoriquement et que l'on s'en rapporte à la pratique ; ou qu'elle n'a pas d'importance, et qu'il est indifférent de donner une dimension ou une autre, pourvu qu'on ne s'écarte pas des proportions praticables.

Nous penchons pour cette dernière hypothèse, en nous rappelant que, dans les turbines qui ont été décrites jusqu'ici, les constructeurs ont toujours conservé, entre le diamètre et la section des anneaux, des relations qui ne s'écartent guère d'un point de comparaison déterminé, et que ces relations varient souvent, pour

les mêmes conditions de chute et de dépense, suivant que l'on veut régler la rotation à une vitesse plutôt qu'à une autre et que l'injection est partielle ou totale.

Mais nous devons insister sur la forme des aubes réceptrices qui sont normales au lieu d'être tangentes à la direction relative du fluide.

Il est certain qu'il doit se produire un choc et une perte d'effet utile correspondante; cependant le constructeur déclare, non-seulement que les turbines ainsi construites rendent autant que les autres, mais même qu'il a essayé de recourber ces aubes, quand la situation l'exigeait, pour les rendre tangentes, et qu'il n'a éprouvé que plus de difficultés d'exécution sans obtenir un meilleur résultat.

Nous ne chercherons pas à donner des raisons pour expliquer cette divergence entre la théorie et les praticiens entre eux; qu'il nous suffise d'avoir appelé l'attention sur ces faits, que les savants analyseront beaucoup mieux que nous ne saurions le faire.

Nous bornons là les considérations générales qui nous ont paru nécessaires pour arriver à la construction des turbines, considérant, au surplus, que la pratique doit être le guide infaillible et indispensable pour atteindre ce but.

Quant aux théories rigoureuses, à part leur complication, il nous semble que les irrégularités inévitables des fonctions pratiques d'un moteur font plus que d'absorber les petites quantités d'effet que l'on s'était donné infiniment de mal à ne pas négliger au moyen de calculs difficiles, hérissés de chiffres et de lettres françaises ou grecques.

Ce qui ne serait pas de la besogne perdue, ce serait de faire des expériences sérieuses dans lesquelles le jaugeage des volumes d'eau dépensés devrait être fait avec un tel soin qu'il ne pût exister le moindre doute dans l'exactitude des résultats. Puis, il faudrait ne pas choisir, pour opérer, le moment où la machine, sortant de chez le constructeur, est dans un état de marche tout à fait exceptionnel, qui ne peut pas servir de base à la marche ordinaire que l'on ne peut pas supposer dépouillée de certains défauts, en quelque sorte, fatals, et par conséquent inévitables.

On aurait peut-être ainsi le dernier mot sur le rendement pratique des turbines, au sujet duquel nous pouvons affirmer qu'il existe beaucoup d'incertitude, surtout parmi les personnes qui sont justement appelées à employer ces moteurs.

FIN DU CHAPITRE ONZIÈME.

CHAPITRE XII

TURBINES HYDRAULIQUES DE DIVERS SYSTÈMES

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DES DIFFÉRENTS GENRES DE MOTEURS HYDRAULIQUES

Les trois genres de turbines, qui viennent d'être décrits avec quelque détail, constituent réellement des types dont la presque totalité des autres systèmes n'en est qu'une dérivation plus ou moins proche.

Les différences les plus remarquables que l'on y rencontre se trouvent dans les moyens imaginés pour le vannage, qui est, la plupart du temps, le motif principal des nouvelles dispositions imaginées.

Quelle qu'en soit l'importance, les dispositions proposées depuis environ vingt ans sont très-nombreuses; mais, disons-le sincèrement, peu ont été appliquées, du moins avec quelque succès.

Nous allons essayer de choisir quelques exemples parmi les systèmes les plus remarquables, soit par eux-mêmes, soit par le nom de leur inventeur, et les décrire d'une manière succincte. Nous avons pu donner des figures de beaucoup d'entre eux, tandis que nous ne ferons qu'une simple mention d'un certain nombre d'autres.

Nous devons cependant citer, plus particulièrement, les turbines de M. de Canson, à cause du grand nombre d'applications qui en ont été faites; possédant aussi des documents plus précis sur ces moteurs, nous avons cru devoir en donner une planche complète.

Enfin nous aurions voulu parler plus amplement d'une variété de turbines qui se distingue par l'admission de l'eau *en dessous*, c'est-à-dire qui a lieu de bas en haut.

Nous nous bornons à en donner un exemple, pensant qu'il sera suffisant pour faire comprendre les autres machines analogues. Ce modèle est d'une date très-récente, et présente quelques particularités intéressantes dans l'ensemble de sa construction.

Quant au classement suivi pour énumérer tous ces divers systèmes, à part la turbine de M. de Canson, par laquelle nous commencerons à cause de l'importance de l'article, nous avons adopté l'ordre chronologique, dans l'impossibilité d'en faire des catégories par genre.

Nous suivons cet ordre d'autant plus volontiers, du reste, qu'il présente l'avantage de faire connaître les perfectionnements, ou au moins les tentatives de perfectionnements, suivant leur côté historique.

TURBINES CENTRIFUGES DITES TURBINES RURALES

PAR M. E. DE CANSON

(PLANCHE 20)

M. E. de Canson, habile manufacturier à Annonay, bien connu pour ses importantes papeteries, a aussi imaginé une disposition de turbine centrifuge, qui se distingue surtout par la simplicité de sa construction.

Cet honorable industriel a eu également pour but de créer un moteur qui pût fonctionner avec des eaux chargées de gravier, comme il s'en rencontre quelquefois, et sans éprouver les détériorations qui en résulteraient inévitablement avec un moteur d'une construction plus délicate. C'est d'après ce dernier point de vue que l'inventeur a donné à sa turbine le nom de *turbine rurale*.

M. de Canson a fait connaître cette turbine par un brevet d'invention pris en 1847, où il faisait remarquer que ce moteur pourrait être employé, comme les anciennes roues horizontales, pour commander les moulins en plaçant la meule directement sur l'axe vertical de la turbine.

Comme caractères principaux, cette turbine se distingue par sa construction presque exclusivement en tôle, et par un nombre très-restreint d'injecteurs; elle n'en possède parfois qu'un seul, mais souvent deux ou quatre. Comme elle est souvent appliquée sur des hautes chutes, elle reçoit l'eau d'un réservoir clos par un tuyau de conduite, à l'instar de quelques autres turbines précédemment décrites.

On remarque également que le fluide arrive aux aubes réceptrices sans avoir suivi préalablement de courbes directrices, et qu'il arrive aux aubes de la turbine par la direction naturelle que lui donne l'orifice d'échappement.

Le mode général de construction adoptée permet, sans modifications importantes, de placer l'axe de cette turbine aussi bien horizontal que vertical. On peut donc ainsi simplifier la transmission du mouvement en adoptant plutôt l'un des deux modes que l'autre, suivant les circonstances.

Nous ajoutons un exemple où une turbine de ce système est posée horizontalement, et commande directement des piles à papier au moyen de courroies, les poulies motrices montées directement sur l'axe de la turbine.

Nous devons à l'obligeance de M. de Canson la communication d'un type de chacun des systèmes principaux qu'il emploie et qu'il a bien voulu nous permettre de faire figurer dans ce traité. Nous lui devons également de nombreux résultats d'expériences dont nous donnons quelques extraits.

TURBINE A AXE VERTICAL

(FIG. 1 A 4, PL. 20)

Cette turbine a été établie à Grosberty (Ardèche), dans la papeterie de MM. Montgolfier frères, où elle met en mouvement trois piles à papier. Elle a été construite, ainsi que la suivante, représentée sur les fig. 5 et 6, par M. E. Rosset-Bressand, constructeur à Lyon, d'après les indications mêmes de l'auteur.

La fig. 1, pl. 20, est une coupe verticale de la maçonnerie, laissant la turbine en vue extérieure;

La fig. 2 est une projection horizontale de la turbine isolée des maçonneries;

Les fig. 3 et 4 représentent en détails, coupes verticale et horizontale, la roue mobile et la partie inférieure correspondante du distributeur.

ENSEMBLE DE LA TURBINE

Nous avons conservé, autant que possible, l'ensemble des dispositions de l'établissement de cette turbine, en ce qu'elles présentent de particulier par l'emplacement auquel elle a été destinée, c'est-à-dire par des constructions en maçonnerie qui enferment le moteur comme dans une sorte de chambre en sous-sol, ou à peu près une cave.

La roue mobile A, se trouve disposée au-dessous d'une bâche fermée, en tôle, B, dans laquelle l'eau se rend par un conduit C, d'un même mode de construction.

La bâche B, pénètre à l'intérieur de la roue mobile, et y présente deux orifices rectangulaires D (fig. 3 et 4), par lesquels le fluide s'échappe pour arriver aux aubes réceptrices *a*.

L'arbre E, de la roue mobile, traverse la bâche B et la voûte en maçonnerie, au-dessus de laquelle il repose, par une forte embase rapportée F, sur un système de galets G, analogue à celui que nous avons montré précédemment à l'égard du moteur de M. de Mannoury d'Ectot et de la turbine en dessus de M. E. Fossey. Comme ces moteurs, la roue mobile est, ici, uniquement portée par ces galets, et ne possède aucun pivot inférieur ni supérieur.

L'ensemble de la turbine et de sa bâche se trouve donc établi dans une chambre en maçonnerie H, dont le fond constitue le canal de fuite, et la voûte sert de support au mécanisme.

Notre dessin indique bien le mode de suspension de la roue mobile : mais il n'en est pas de même de la bâche B, qui semble uniquement suspendue à l'extrémité de la conduite d'arrivée C. Or cette bâche doit être rattachée aux maçonneries par un système de tirants en fer, rivés après le corps cylindrique en tôle, et assez solidement pour qu'il ne se produise aucune variation dans le mécanisme.

Ces détails ne présentant pas d'intérêt, comme forme particulière, nous avons cru ne pas devoir les indiquer.

Pour revenir aux dispositions plus importantes du moteur, nous ferons remarquer que l'arbre vertical E, en traversant le réservoir B, est entouré d'un fourreau en tôle *b*, qui, étant parfaitement rivé avec les deux fonds, empêche toute fuite d'eau, et dispense d'une boite à étoupe pour l'arbre. Celui-là n'est donc pas guidé dans la bâche; mais immédiatement au-dessus, il est retenu par un palier I, fixé à une traverse en charpente J, scellée dans la maçonnerie.

Un second support semblable I', lui forme son deuxième guide, entre l'embase F et l'engrenage de transmission K. Ce support est aussi rattaché à une pièce de bois J'.

Pour que le mécanisme de la turbine puisse être apprécié complétement dans son ensemble, il nous reste maintenant à expliquer son mode de mise en train et les organes qui constituent le vannage proprement dit.

Les orifices D, qui doivent livrer passage au fluide, de la bâche B à la roue mobile, sont munis tous deux d'un tiroir L, qui glisse horizontalement, et porte une crémaillère *c*, sur chacun de ses bords horizontaux. Ces deux crémaillères correspondent à deux pignons *c'*, montés sur un arbre vertical M, qui traverse la bâche B, entouré par un fourreau *d*, et porte à l'extérieur le pignon à vis sans fin N, qui doit le mettre en rapport avec le mécanisme de commande.

Par conséquent, si l'on fait tourner les axes M, dans le sens convenable, on ouvre ou on ferme les orifices D, par le déplacement des tiroirs L. Comme cette manœuvre doit avoir lieu simultanément pour les deux injecteurs, les axes M, sont reliés par un mécanisme qui rend leurs mouvements simultanés.

Ce mécanisme se compose, d'abord, d'un arbre horizontal O, portant deux vis sans fin N', qui engrènent avec les pignons N; puis d'un arbre vertical P, commandant celui O, par une paire de petites roues d'angle *e*; puis cet arbre P se trouve commandé, à son tour, par un autre arbre horizontal Q, sur lequel on peut placer une manivelle pour l'actionner, ou qui peut être mis en rapport avec un régulateur.

Ainsi que l'indique le dessin, le premier axe O est fixé sur la partie supérieure de la bâche B, d'où celui P s'élève et traverse la voûte pour pénétrer dans l'usine. C'est là qu'il rencontre le dernier axe Q disposé pour être à proximité de la main.

DÉTAILS D'EXÉCUTION

Roue mobile. La couronne A est composée d'aubes *a*, cylindriques, et rivées sur des cornières en fer entre une plaque annulaire *f*, aussi en tôle, et un disque de même nature, *g*, formant un fond plein circulaire. Ce fond se trouve boulonné avec un plateau en fonte en forme de cuvette, *h*, portant au centre un moyeu par lequel il est relié à l'arbre principal E.

Le bord intérieur et supérieur de la couronne des aubes est garni d'une cornière en fer *i*, servant à former un emboîtement à la bâche B, qui ne conserve sa forme circulaire que jusqu'en ce point, à partir duquel elle pénètre dans l'intérieur de la

turbine suivant une forme en S, ce que l'on peut très-bien reconnaître à l'aide de la coupe horizontale, fig. 4.

Bâche. La bâche B, constituant le réservoir de la turbine, est, comme l'ensemble de la machine, construite entièrement en tôle, si nous en exceptons les cadres pour recevoir les tiroirs L, qui doivent être en fonte à cause des ajustements nécessaires pour l'exactitude de leur fonction.

Le dessin (fig. 1 et 2) indique que cette bâche porte une très-forte tubulure B', pour le raccordement avec la conduite C, qui amène l'eau.

La bâche est donc cylindrique dans toute sa partie extérieure jusqu'au point où elle se trouve entourée par la turbine. Mais à partir de cet endroit la partie pénétrante est contournée de façon à présenter les deux entrées D dans la direction du rayon, avec des vides directement opposés pour le dégagement du fluide.

Cette partie de la bâche, disposée pour les injecteurs, est formée de deux fonds en tôle *j* et *j'*, raccordés avec les côtés latéraux *k*, par des cornières en fer. L'ensemble se rattache, par la paroi supérieure *j*, au corps cylindrique de la bâche à l'aide d'un même mode d'assemblage.

Suspension de la turbine. Ce mécanisme a été suffisamment expliqué dans son ensemble pour qu'il ne soit pas nécessaire d'insister plus longuement sur les détails de construction. Quant à son fonctionnement, nous ferons remarquer, seulement, la disposition des grands galets G, dont les axes, très-courts, ont leurs supports disposés sur deux forts dés en pierre R; et l'embase rapportée F, qui est en fonte, mais garnie d'une semelle *l*, en acier ou en fer, fixée au moyen de vis, et qui peut être facilement remplacée en cas d'usure.

EXAMEN DES CONDITIONS DE MARCHE DE LA TURBINE REPRÉSENTÉE SUR LES FIG. 1 A 4, PL. 20

Cette turbine n'ayant pas de couronne d'injecteurs, la veine atteint les aubes de la roue mobile suivant la direction naturelle qu'elle prend en quittant chaque orifice distributeur. Ceux-ci ayant leurs ouvertures dirigées dans le sens du rayon, il en résulte que les filets d'eau extérieurs de la veine fluide sont, pour ainsi dire, dirigés tangentiellement au cercle intérieur de la roue mobile; les filets moyens ne peuvent pas avoir cette direction, mais ils forment néanmoins un très-petit angle avec la circonférence qu'ils rencontrent.

Par conséquent, le premier élément courbe des aubes étant à peu près perpendiculaire à la circonférence intérieure, elles sont frappées presque normalement par le fluide.

Il est évident que ce mode de construction n'exige que peu de précision dans le tracé, et que l'action du fluide se maintient, à peu près dans les mêmes conditions, malgré des changements notables, soit de vitesses pour une même chute, soit même de chute et de dépense pour une même turbine, ce que les expériences ont en effet prouvé.

Maintenant cherchons, en résumé, ce que peut produire cette machine dans de certaines conditions. Supposons, par exemple, une hauteur de chute de 5 mètres, afin d'en déduire la quantité d'eau qu'elle pourrait dépenser sous cette chute.

Chaque orifice D présente 10 centimètres de largeur, lorsque le registre est complétement ouvert, sur 24 de hauteur verticale.

Avec une chute totale de 5 mètres, la roue mobile ne faisant que raser le niveau inférieur, la charge sur le centre de l'orifice peut être évaluée à $4^m 60$, dont la vitesse initiale égale $9^m 50$ (8).

D'après les règles relatives aux dépenses d'eau (38), et en prenant pour coefficient 0,601 (46), la contraction supposée complète, on trouve pour le débit maximum de chacun des orifices,

$$1^d \times 2^d 4 \times 95^d \times 0{,}601 = 137 \text{ litres par } 1'',$$

soit 274 litres ou kilogrammes, pour les deux injecteurs.

La puissance utile, en admettant 0,65 de rendement, serait donc égale à :

$$\frac{274^k \times 4^m 6 \times 0{,}65}{75} = 11 \text{ chevaux.}$$

Quant à la vitesse qui donne le maximum d'effet, elle semble correspondre à la moitié de celle de l'eau ; mais nous avons dit qu'elle pouvait varier en deçà et au delà de ce terme sans que le rendement s'en trouvât notablement affecté.

TURBINE A AXE HORIZONTAL

(FIG. 5 ET 6, PL. 20)

Après la description de la turbine précédente, les figures qui représentent celle-ci pourraient même dispenser d'une mention spéciale à cause de la similitude qui existe entre les deux. Nous insisterons néanmoins sur les différences qu'elles présentent.

La turbine à disque vertical est montée chez M. Johannot, fabricant de papier à Annonay, où elle met deux piles en mouvement, par une commande directe, au moyen de poulies et de courroies.

La fig. 5 en est une vue extérieure, les maçonneries seules en coupe ;

La fig. 6 est une coupe verticale passant par le milieu de la largeur de l'anneau mobile et perpendiculairement à l'axe.

Dans ces deux figures, les pièces semblables à celles de la turbine précédente portent les mêmes lettres : il sera donc très-facile de les reconnaître.

On remarque d'abord que cette turbine ne possède qu'un seul injecteur disposé à la partie inférieure du disque. Cet injecteur est bien dirigé suivant le rayon, comme l'indique la fig. 6 ; mais au lieu qu'il soit justement placé sur l'axe vertical, on aurait dû l'indiquer incliné, et un peu à droite, pour être entièrement conforme à l'exécution.

C'est une rectification qu'il suffit de mentionner pour qu'elle soit parfaitement comprise.

L'axe E est porté simplement par deux paliers I fixés sur des dés en maçonnerie entre lesquels sont placées les poulies K, correspondant chacune à celle qui se trouve montée sur l'axe du tambour de la pile à papier. Les deux poulies K pourraient au besoin être remplacées par une seule d'une largeur suffisante.

TURBINE A HAUTE CHUTE

(FIG. 7, PL. 20)

Cette machine est remarquable par son mode de construction qui diffère d'une manière notable de ce que nous avons vu jusqu'ici.

Elle est alimentée par un conduit unique B, dont l'ouverture inférieure pénètre à l'intérieur de la roue mobile A et injecte l'eau en un seul point de sa circonférence.

L'axe E de la roue est monté dans ses supports H fixés sur une console en fonte C, qui peut être retenue par des boulons sur une assise D, en charpente ou en maçonnerie.

A part les paliers H, qui ne servent que de guides, l'axe E est supporté, comme précédemment, par son embase F, sur un galet G, dont l'axe tourne dans un collet ménagé à la console C, à laquelle se rattache également le conduit vertical B, d'où il résulte que cette pièce devient l'unique base de tout l'appareil.

Aussi est-il indifférent de placer le tout verticalement ou horizontalement suivant la disposition de l'axe qui reçoit directement la commande de la turbine.

La transmission a lieu par courroie, l'axe F portant une poulie I.

En résumé, rien de plus simple que cette petite turbine, dont le prix ne peut être que très-réduit.

Ses petites dimensions permettent de la placer partout où le conduit d'eau peut être amené. Si elle se trouve à l'intérieur d'un atelier, on a le soin de la faire pénétrer librement dans un vase, qui reçoit l'eau et la laisse s'écouler par une ouverture ménagée à cet effet. On évite par là le rejaillissement qui est considérable auprès de ces moteurs à grande vitesse. (On sait que le fluide ne s'écoule pas, en pareil cas, aussi paisiblement que semble l'indiquer notre dessin, et que l'eau forme comme un brouillard autour de l'appareil.)

DIMENSIONS ET CONDITIONS DE MARCHE

Il a été fait un grand nombre d'expériences sur cette turbine, ainsi que sur une autre analogue, qui est un peu plus grande de diamètre. On a effectué ces expériences avec grand soin, en faisant varier les dépenses, les chutes et les vitesses.

Les chutes étaient mesurées à l'aide d'un manomètre métallique, moyen très-ingénieux et tout à fait convenable pour de grandes charges, alors que le fluide est reçu dans un réservoir à eau forcée.

Les volumes d'eau ont été estimés au moyen d'un réservoir jaugé d'avance, précisément comme nous avons donné le conseil de le faire (p. 290), et d'une montre à seconde servant à mesurer le temps qu'il mettait à se remplir.

Des nombreuses séries d'expériences, ainsi exécutées, nous avons formé le tableau suivant, qui en donne les résultats moyens, ainsi que les conditions et dimensions des deux turbines.

TABLEAU

DES RÉSUMÉS D'EXPÉRIENCES EXÉCUTÉES SUR DEUX TURBINES DE CANSON, ET SOUS DES CHARGES ET CHUTES DIVERSES.

CONDITIONS DE MARCHE DES DEUX TURBINES	DIAMÈTRE EXTÉRIEUR 0m 32		DIAMÈTRE EXTÉRIEUR 0m 20	
	NOMBRE D'AUBES 64		NOMBRE D'AUBES 32	
Hauteur de chute..................	1m 03	6m 20	3m 70	14m 67
Dépense d'eau par 1''..............	1k à 4k 40	1k à 6k 20	1k 38 à 1k 83	1k 30 à 1k 90
Vitesse normale de rotation........	160t à 210	330t à 420	550t à 850	800t à 1200
Effet utile	0,65	0,72	0,65 à 72	0,73 à 0,70

Par conséquent, la première turbine à pleine dépense et sous la chute maximum développait une puissance utile de :

$$\frac{6^{m}20 \times 6^{k}20 \times 0{,}72}{75} = 0{,}37 \text{ chevaux.}$$

La plus petite, c'est-à-dire celle représentée par la fig. 7 de la pl. 20, produisait :

$$\frac{14^{m}67 \times 1^{k}9 \times 0{,}70}{75} = 0{,}26 \text{ chevaux.}$$

Ces résultats sont certainement très-avantageux, et si ce n'eût été le mérite de l'expérimentateur et le soin qu'on a apporté aux expériences, nous aurions hésité à en faire mention.

Dans tous les cas, on peut faire observer que la simplicité de construction de ces turbines doit être un motif puissant pour favoriser l'extension de leur emploi.

D'ailleurs, nous rappellerons que l'auteur a eu également pour but de les appliquer aux eaux chargées de vases ou de graviers, dans lequel cas un moteur plus délicat par ses organes fonctionnerait difficilement.

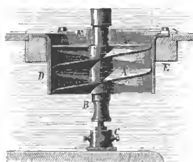
Beaucoup de ces turbines ont été posées en France, en Algérie et à l'étranger. Au 1er janvier 1856, on en comptait 265, dont une partie notable en France.

TURBINE A HÉLICE

PAR M. BOURGEOIS

Il a été appliqué dans une usine des environs de Paris, il y a plusieurs années, un système de turbine proposé par M. Bourgeois, en 1845, et dont la partie qui constitue le récepteur est une véritable hélice, à deux filets A (fig. 66), disposée verticalement (1).

Fig. 66.



Les filets, qui sont réellement deux lames gauches héliçoïdales, sont fondus avec un manchon cylindrique claveté sur l'arbre moteur B; ils forment chacun un tour complet. L'hélice est renfermée dans un cylindre en fonte D, alésé au diamètre de l'hélice avec 2 millimètres de jeu, et se trouve boulonné sur le plancher en charpente E qui sépare la chambre d'eau du bief inférieur. Le système du montage étant à pivot supérieur, l'arbre B est creux et traversé par la tige fixe en fer qui vient prendre son point d'appui dans un support à vis de centrage C, et porter le pivot à sa partie supérieure, comme dans les turbines Fontaine.

Quant à l'arbre tournant, il est guidé par ce pivot même et par deux boitards dont l'un est au-dessus du pivot et l'autre est ménagé dans un croisillon F fixé sur la bâche D.

Pour comprendre, d'après cela, le mode d'action du fluide sur la roue, il suffit

(1) Cette idée de turbine héliçoïdale a été émise par plusieurs personnes et en particulier par M. Cartier, mécanicien, il y a une vingtaine d'années.

de considérer la pression que la colonne d'eau exerce sur l'hélice, pression qui se décompose en plusieurs directions par l'effet du plan incliné que forme l'hélice, et par la résistance des supports qui empêche le moteur de prendre un mouvement vertical.

En effet, l'une des résultantes de la pression verticale est dirigée perpendiculairement à la surface de l'hélice, d'où il résulte deux composantes : l'une dirigée verticalement, mais détruite par la résistance des supports, et l'autre horizontale sous l'influence de laquelle l'hélice prend son mouvement de rotation.

L'arrêt de la turbine et sa mise en marche s'opèrent en empêchant l'écoulement du fluide ou en le favorisant, au moyen d'une vanne qui met en communication, à volonté, le bief d'aval et l'espace réservé au-dessous de la turbine : elle ne possède donc aucun autre moyen de régler la dépense de l'eau.

EXAMEN DES CONDITIONS DE MARCHE

A défaut de données précises sur l'effet utile de ce genre de moteur, nous chercherons simplement ce qu'en peuvent être les effets en comparant sa construction avec celle des autres systèmes connus et expérimentés.

Déjà il est permis de supposer qu'il est difficile, avec la turbine en hélice, que l'eau ne conserve pas une notable vitesse à sa sortie, attendu qu'aucun élément de la partie qui reçoit l'action de l'eau n'est dirigé horizontalement, ou à peu près dans cette direction, ainsi que, comme nous l'avons vu (page 372), il est nécessaire que cela soit, d'après la théorie de Borda; les mêmes considérations nous apprennent que la vitesse conservée par l'eau à sa sortie représente autant d'effet utile perdu.

D'autre part, la position de l'hélice, par rapport à ses points d'appui, indique suffisamment qu'une portion plus ou moins grande de l'effet dû à la pression du fluide est détruite par la résistance que ces mêmes points opposent au mouvement vertical que tout l'appareil prendrait s'il n'avait pas de supports.

Or la plus petite vitesse que l'eau puisse conserver à sa sortie correspond à la plus faible inclinaison que l'on donnerait à l'hélice ainsi qu'une très-grande vitesse de rotation. Mais la plus faible inclinaison correspond aussi à la plus grande perte par la pression sur les points d'appui, puisque, si les filets étaient infiniment peu inclinés, les points d'appui absorberaient la pression totale du fluide et l'appareil ne tournerait pas.

Par conséquent, on est obligé de rester dans de certaines limites, qui, pour la turbine actuelle, constituent les conditions de marche suivantes :

Chute..	3m20
Vitesse qui lui est due...	7 92
Diamètre extérieur de l'hélice....................................	1 66

Diamètre du noyau	$0^{m}25$
Diamètre moyen, pris au milieu de la largeur de la surface gauche.	0 71
Inclinaison du filet sur ce diamètre moyen	20°
Nombre de tours de la turbine par minute	100^{t}
Vitesse à la circonférence moyenne	$3^{m}43$
Rapport des vitesses de l'eau et de la turbine	0 43

Si l'on exécute un tracé géométrique avec ces données pour base, on trouve que l'eau conserve à la sortie une vitesse qui n'est pas moindre de 4 mèt. par seconde : tel est, au moins, le résultat déduit du tracé, et qui pourrait très-bien n'être pas entièrement conforme avec l'expérience.

Mais des faits à notre connaissance viennent à peu près corroborer ce résultat théorique.

Nous avons été appelé pour assister à quelques essais pratiques dont ce moteur a été l'objet, il y a quelques années. Or nous remarquions déjà la grande vitesse conservée par l'eau, lorsqu'un mécanicien de la localité, frappé de cette circonstance, eut l'idée de combiner un moteur particulier dans lequel l'eau, après avoir agi sur un premier récepteur, agirait de nouveau sur un autre placé immédiatement au-dessous.

(Voir Brevet Lément, du 24 juin 1847).

Ces faits sont suffisants pour permettre de croire au résultat obtenu par la théorie.

Du reste la pratique n'a pas consacré l'emploi général des turbines en hélice, dont la simplicité pouvait être un motif pour les faire adopter si leur rendement avait été tel qu'on eût pu le désirer.

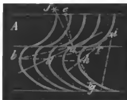
TURBINE EN DESSUS A VANNAGE ANNULAIRE

Par M. ANDRE (de Thann)

M. André, ingénieur distingué, s'est aussi occupé des turbines, et s'est fait breveter, en 1846, pour quelques perfectionnements que nous allons indiquer sommairement.

Adoptant la disposition en dessus des turbines Fontaine et Kœchlin, il s'était attaché à démontrer que l'on devait donner aux turbines la forme rigoureuse indiquée par la théorie, c'est-à-dire de rendre le premier élément courbe des aubes réceptrices tangent à la résultante des vitesses de l'eau et de la turbine, au lieu de le faire normal à cette direction, comme on semblait le faire généralement, et comme on le fait encore quelquefois.

Fig. 67.



Il indiquait, à cet égard, le tracé ci-contre (fig. 67), dans lequel il est aisé de reconnaître que le premier élément courbe des aubes de la couronne mobile est dans la direction de la diagonale *a d* du parallélogramme *a b d c*, la vitesse de l'eau étant représentée par *a b*, et celle de la turbine par *a c*.

Le centre *h*, de la courbure supérieure d'une aube, est, en effet, sur la perpendiculaire *f g* à la diagonale *a d*, et celui *i*, de la courbure inférieure, sur une droite passant par le prémier centre *h*.

Quant au centre *e* de courbure des aubes distributrices, il est pris sur la rencontre d'une perpendiculaire *a e* à *a b* avec la ligne du plan supérieur de la couronne mobile.

Après plusieurs dispositions proposées, M. André a imaginé un mode de vannage particulier qui serait appliqué à des turbines à aubages multiples. C'est surtout de cette partie de son invention que nous parlerons avec quelques détails, comme présentant des conditions intéressantes.

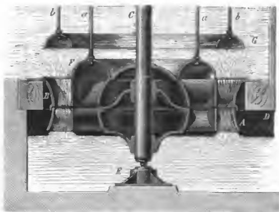
Il a été fait un très-grand nombre de tentatives ou essais de vannages appliqués

aux turbines, parmi lesquels on n'en distingue qu'un petit nombre ayant eu quelque chance de réussite; nous croyons que celui de M. André est de ces derniers, ce qui nous engage à en parler un peu en détail.

La figure 68 représente, en section verticale, une turbine en dessus, à double aubage, munie du vannage en question, d'après les communications de l'inventeur lui-même, M. André.

A part le vannage, dont nous allons parler dans un instant, on voit que c'est une turbine du genre Fontaine, c'est-à-dire, composée des deux organes principaux, la couronne mobile A avec son distributeur fixe B qui lui est superposé et boulonné sur le plancher D de la chambre d'eau, le fluide traversant verticalement les deux couronnes.

Fig. 68



La roue mobile est supposée ici montée sur un axe plein C, ayant sa crapaudine E à la partie inférieure. Mais cette particularité n'a pas d'importance, attendu qu'on peut y adapter, sans rien changer à l'ensemble, la suspension par la partie supérieure, ainsi que dans toutes les turbines Fontaine.

Voici maintenant en quoi consiste le vannage appliqué à chaque compartiment du distributeur :

Ce sont deux demi-tores creux en fonte F et G, qui viennent se reposer sur la partie supérieure de la couronne fixe et recouvrir respectivement chaque compartiment d'aubage.

Ces deux pièces sont rattachées par des tiges verticales *a* et *b* à un mécanisme supérieur qui permet de les abaisser ou de les relever à volonté, et séparément, suivant que l'on veut arrêter le moteur ou le mettre en marche.

Sur le dessin (fig. 68) on a supposé justement que le compartiment intérieur

soit clos par son anneau F, celui extérieur restant seul en fonction pour l'instant. Il est évident que le contraire pourrait aussi bien avoir lieu, ou encore, que les deux compartiments fussent ouverts ou fermés simultanément.

Il se présente bien là une petite difficulté d'ajustement, c'est que la cloison qui sépare les deux aubages ne pouvant pas être très-épaisse, les deux anneaux qui viennent s'y reposer tous deux doivent être taillés en biseau sur le bord pour ne pas former ensemble plus d'épaisseur que la cloison elle-même.

Néanmoins, cette légère objection écartée, la construction en est très-praticable. On a soin, du reste, de ménager des guides verticaux, que la figure ci-dessus n'indique pas, et qui dirigent les deux vannes dans tous les points de leur course, afin qu'ils reviennent toujours bien à leurs places.

Il est évident que la forme en tore a été adoptée, dans ce cas, afin de préparer le fluide pour son introduction dans les aubes quand l'un des compartiments seul est ouvert, et surtout, de diminuer la résistance que l'on éprouve en soulevant chaque vanne au commencement de la levée.

C'est aussi la forme la plus favorable à la résistance, sous la pression du fluide, qui devient considérable avec de hautes chutes.

Cependant cette forme ne pouvait pas empêcher qu'au premier moment de la levée on éprouvât un léger excès de résistance due à la faible colonne d'eau soulevée par l'atmosphère en supposant la turbine légèrement noyée.

Mais cet inconvénient devait disparaître aussitôt que l'écoulement commençait à s'effectuer, c'est-à-dire la vanne soulevée d'une très-petite hauteur.

Il est bon de remarquer que ce système de vannage ne peut pas agir progressivement; autrement dit, un compartiment ne peut être ainsi qu'entièrement ouvert ou fermé sur toute sa circonférence. La levée de chaque anneau doit même être suffisante pour que le fluide passe très-librement au-dessous de lui et vienne s'introduire pleinement dans l'aubage sans remous ni contraction.

En résumé, les défauts de ce système sont compensés par une très-grande simplicité. Peut-être pourrait-il encore trouver quelques applications, lorsqu'on n'a pas affaire à un cours d'eau susceptible de variations fréquentes et à de hautes chutes, ou bien, lorsque le genre de travail n'exige pas ce degré de régularité qui nécessite à tout instant le jeu d'un régulateur spécial, dont ce système de vannage ne peut pas comporter l'application.

TURBINE EN DESSUS AVEC VANNAGE A TIROIR

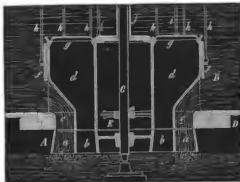
Par M. CH. LOMBARD, ingénieur

M. Ch. Lombard est l'auteur d'une théorie des turbines et d'un système particulier de ce genre de moteur.

Ne voulant pas chercher à entrer dans l'appréciation des diverses théories pures, plus que nous ne l'avons fait jusqu'à présent, nous devons nous contenter de décrire la machine dans ses dispositions extérieures, laissant aux ingénieurs et aux constructeurs le soin d'examiner si la disposition par laquelle elle se distingue est préférable à celle des machines analogues.

Le brevet, pris pour cette disposition particulière de turbine par M. Ch. Lombard, date de 1849.

Fig. 69.



La fig. 69 représente, en coupe verticale, la partie principale du mécanisme de cette turbine, c'est-à-dire la couronne mobile et son distributeur muni du vannage, en supprimant toute la partie supérieure qui comprend les organes directs de transmission ainsi que les appareils ou engins destinés à la manœuvre des vannes.

A la première inspection de la figure on reconnaît que cette turbine reçoit l'eau verticalement et la dépense de même, comme les turbines Fontaine. Mais elle diffère de ces dernières par plusieurs points que nous ferons particulièrement ressortir.

La roue mobile A se compose, d'abord, d'une zone extérieure garnie d'aubes

réceptrices *a*, à l'intérieur de laquelle se trouve un compartiment annulaire *b*, tout à fait dépourvu d'aubes. Il n'est traversé, en effet, que par quelques bras qui relient la zone extérieure au tambour central où se trouve ménagé le croisillon en fonte par lequel l'ensemble de la couronne mobile est rattaché à l'axe moteur C.

Les cloisons distributrices *c* sont ménagées à la partie inférieure d'un corps cylindrique en tôle ou en fonte B, établi à demeure au-dessus du plancher D, qui forme le fond de la chambre d'eau.

La paroi circulaire intérieure de la couronne des directrices, s'évasant en cône au-dessus du plan de l'anneau, va rejoindre la surface cylindrique de la bâche B, de façon que l'entrée de l'eau a lieu latéralement par cette surface, qui présente alors une voie circulaire ouverte, mais divisée par des cloisons verticales correspondant à la division des orifices injecteurs, chacun d'eux ayant ainsi son entrée particulière sur cette voie latérale.

La disposition donnée aux entrées des injecteurs a permis de faire aisément usage de vannes partielles fonctionnant, ainsi qu'on l'a vu précédemment pour d'autres turbines, isolément ou ensemble.

Chaque orifice vertical est muni d'un tiroir *f*, de forme plane, qui s'élève contre la surface extérieure de la bâche B, et que l'on peut manœuvrer du haut à l'aide d'une tringle spéciale *h*. Ce tiroir doit glisser, comme un registre ordinaire, dans des coulisses disposées à cet effet.

Le vide intérieur de la bâche B est utilisé pour un service tout exceptionnel et qui ne se rencontre dans aucune autre disposition.

On remarque, d'abord, un compartiment cylindrique central ménagé exclusivement pour le passage de l'axe C, qui y trouve son premier guide ou boitard, E, appartenant à un croisillon rattaché à la paroi cylindrique. Cette capacité intérieure est fermée en haut par un plateau en bois supportant un fourreau *j* pour isoler l'arbre C du fluide qui entoure tout l'appareil.

L'espace vide *d*, qui existe entre les deux enveloppes cylindriques, est mis exactement en rapport par sa partie inférieure avec la zone libre *b*, appartenant à la roue mobile, et dont nous avons parlé ci-dessus. Cette capacité *d* étant fermée à sa partie supérieure par un couvercle annulaire *g*, que l'on peut enlever à volonté par des tiges verticales *i*, il en résulte que l'intérieur de la bâche et la zône libre *b* de la turbine peuvent être employés à laisser échapper les eaux, que le moteur soit ou non en fonction, comme on le ferait par une vanne de décharge sans la faire agir sur le moteur, propriété bien particulière à cette disposition.

Nous n'ajouterons rien à cette courte description, sinon que la turbine de M. Lombard a été appliquée particulièrement à Crissen, sur le Doubs, où elle est employée à faire mouvoir un moulin à blé de huit paires de meules, et qu'elle a été l'objet d'expériences très-précises de la part de l'auteur (1).

(1) Les résultats de ces expériences, ainsi qu'un mémoire très-complet de M. Lombard, ont été publiés dans le IIe vol. du *Génie industriel*.

TURBINE CENTRIFUGE A VANNAGE RATIONNEL

Par M. CH. HUOT, ingénieur

On a vu combien il est nécessaire de pouvoir modifier la section de l'aubage d'une turbine sans altérer les conditions du passage du fluide, et aussi combien il a été fait de tentatives en vue de ce résultat.

En 1852, M. Huot, ingénieur et manufacturier tout à la fois, a fait connaître un système de construction, pour les turbines centrifuges, qu'il avait imaginé précisément dans l'intention d'appliquer un nouveau vannage, qui devait éviter les inconvénients que celui de M. Fourneyron ne pouvait atténuer complétement, malgré la division de la couronne en plusieurs compartiments; ce dernier ingénieur n'avait pas encore proposé le vannage perfectionné dont nous avons parlé (p. 299) à propos de ses turbines pléodynamiques.

Le système de M. Huot présente de l'analogie avec celui proposé par M. Cadet-Colsenet en 1847; il s'agit encore de lames découpées suivant la forme des aubes réceptrices, et qui peuvent s'abaisser plus ou moins, sans laisser à leur intérieur des vides qui ne pourraient être remplis par la veine fluide sortant des orifices injecteurs.

En un mot, c'est un vannage qui agit simultanément sur ces derniers orifices et dans toute l'étendue de l'aubage de la couronne mobile. Le mode de construction, auquel il a donné lieu, présente quelques particularités intéressantes, ce qui nous engage à en donner une figure, tout imparfait que l'ensemble puisse être considéré au point de vue d'une pratique achevée.

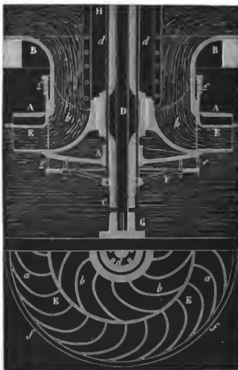
La fig. 70 (p. 428), qui représente cette disposition de turbine, en coupes verticale et horizontale, indique, d'abord, que le vannage placé extérieurement du conduit adducteur B a permis de donner à ce dernier une forme entièrement différente de ce que l'on a pu voir précédemment.

Ce conduit étant fixé, comme à l'ordinaire, sur le plancher qui forme le fond de la chambre d'eau, porte, fondues avec lui, toutes les courbes directrices *b*, et, par conséquent, un fond fixe courbe s'ouvrant à son centre pour le passage de l'arbre moteur C. Le plateau fixe, indépendant, de la turbine primitive de Fourneyron, se trouvant supprimé ainsi que le support cylindrique porte-fond, l'emploi d'un arbre creux avec son support intérieur D, pour l'application du pivot supérieur, ne présentait plus de difficultés : aussi s'est-on empressé d'adopter ce système.

La couronne mobile A, disposée comme à l'ordinaire, le vannage nouveau est composé d'une série de lames coudées E, reliées à leurs parties supérieures par une même ceinture *e*, ainsi que par un cercle en fer plat *f* en dehors de la couronne mobile, et qui se trouvent engagées dans chaque intervalle des aubes dont elles épousent exactement la forme.

Si nous négligeons, pour l'instant, les moyens employés pour faire mouvoir cette vanne ainsi construite, et qui tourne avec la turbine, on voit que dans toutes ses positions les parois de chaque orifice ne présenteront aucune solution de continuité, et que le fluide devra s'y écouler *à gueule bée*, exactement comme l'indique notre vignette, la forme arrondie du coude et la courbure du fond fixe se combinant encore pour favoriser l'écoulement.

Fig. 70.



Le principe complet de cette disposition particulière réside dans ce simple exposé ; ce que nous allons ajouter de relatif au mécanisme n'a donc pour but que de faire connaître les procédés qui ont été proposés pour vaincre certaines difficultés inhérentes au système en lui-même.

En effet, par l'obligation où l'on se trouve de faire tourner la vanne avec la turbine, son mécanisme est soumis à la même condition, et même il est indispensable, pour ainsi dire, que les organes de transmission avec la partie supérieure, qui le sont également, se trouvent en quelque sorte dépendants de l'arbre moteur. C'est, du reste, le moyen qui a été employé.

Le vannage E, dans son ensemble, est rattaché à plusieurs tringles verticales *e* qui traversent le fond de la couronne mobile A et dont le passage est ménagé vis-à-vis des épaisseurs que présentent les aubes, afin de ne pas obstruer le chemin du fluide en plein orifice. Au-dessous de la turbine, ces tringles sont reliées à un disque commun F qui entoure l'arbre C en son centre et tourne avec lui.

Il est alors suspendu en ce point à six tiges *d*, qui sont accolées à l'arbre et s'élèvent dans toute sa hauteur jusqu'au plancher où se trouve placé le mécanisme mis à la portée du conducteur de la machine. La partie de ce mécanisme, qui établit le point d'attache de ces tringles, se compose d'un plateau reposant sur des galets qui peuvent s'élever avec leur table de roulement en enlevant le plateau qu'ils supportent, au moyen d'un système de vis reliées par des chaînes ou des engrenages pour leur communiquer un mouvement simultané.

Par conséquent, pour changer la position de la vanne, on fait marcher ces vis, ce qui fait élever ou abaisser la table des galets ainsi que ces derniers, dont le mouvement est suivi par le plateau tournant auxquel sont rattachées les tiges *f*. Celles-ci entraînant avec elles le disque F qu'elles supportent, sa liaison avec la vanne par les tringles *e* accomplit la modification requise.

Comme détails, il reste à faire remarquer que les tringles *d* doivent traverser le moyeu de la turbine, et qu'à l'endroit des collets de l'arbre C, celui-ci a été renflé pour leur ménager un passage tout en atteignant la surface du collet en bronze.

Enfin, mentionnons encore un fourreau H en tôle et en deux parties pour isoler l'axe tournant du contact de l'eau.

Tout ceci suffira pour faire comprendre le principe de ce perfectionnement qui a pour lui la justesse du motif, et même qui s'est trouvé réalisé depuis, quoique sous des formes différentes. On pourrait même rappeler une disposition analogue proposée antérieurement par M. Krafft, et dont nous avons parlé à la suite de l'article sur les turbines Cadiat (p. 308).

Nous avons dit que la construction attribuée ici à la turbine de M. Huot, ne pouvait pas concorder exactement avec ce qui a été fait ou ce qu'il serait possible de faire pour une bonne exécution. Nous avons seulement voulu faire comprendre l'ensemble des fonctions et le but que l'on s'est posé d'atteindre : il est évident que l'on pourrait y arriver avec des dispositions un peu différentes, qui rempliraient cependant les principales conditions du problème.

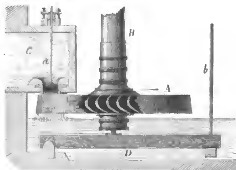
Le fond fixe, devenu partie intégrante du conduit adducteur ainsi que les aubes distributrices, au lieu d'être indépendant, est une disposition qui mérite l'attention, et qui conviendrait peut-être dans certains cas où la construction n'aurait pas, cependant, ce vannage particulier pour motif.

TURBINE OU ROUET PERFECTIONNÉ

PAR M. L.-D. GIRARD

M. Girard a proposé, en 1851, un mode de construction de turbine en dessus, à l'aide duquel on pourrait retrouver la simplicité des rouets du temps passé tout en profitant des perfectionnements apportés aux turbines modernes. La base de cette construction est le bois, axe, bras et couronne ainsi qu'une partie des aubes.

Fig. 71.



La fig. 71 représente ce moteur, d'après M. Girard. La couronne est en bois ainsi que ses bras qui la rattachent à l'axe B, lequel est aussi formé d'une ou plusieurs parties, suivant son diamètre, et renforcé dans les endroits affaiblis par les assemblages au moyen de frettes en fer.

L'admission de l'eau a lieu partiellement, comme pour celle de Burdin (fig. 49), par une caisse en bois C, formant comme la partie inférieure du conduit qui amène l'eau depuis le point le plus élevé de la chute. Cette caisse est close de façon que l'eau y exerce sa pression ainsi que dans toutes les turbines à réservoir fermé et même dans celle de Burdin que nous venons de citer; elle distribue l'eau à la turbine par quelques orifices disposés sur un segment en fonte ajusté au fond de la caisse, et représentant exactement une partie de la circonférence du cercle des directrices de la turbine Fontaine. Comme dans la disposition primitive de cette dernière turbine, les orifices sont fermés et réglés par des tiroirs ou vannettes dont les tiges *a* traversent la caisse et sont guidées par des boîtes à étoupes qui empêchent aussi la fuite du liquide confiné dans l'intérieur.

La fig. 71 indique une brisure faite dans la couronne pour laisser apercevoir les aubes. Celles-ci sont en partie construites en bois; leur bord supérieur seul est formé d'un bec rapporté en métal, afin de pouvoir les faire aussi minces que possible dans l'intérêt de la bonne admission de l'eau, et pouvoir remplacer facilement cette partie, dont l'usure est plus prompte que partout ailleurs, comme recevant directement l'action de la force vive des filets fluides.

Cette partie, rapportée en matière plus dure que le bois, est surtout nécessaire lorsque, comme dans l'exemple proposé, les aubes ont leur premier élément incliné dans le sens de l'arrivée de l'eau (voir Borda, p. 372, et tracé Fourneyron, p. 379).

Nous ferons remarquer, en terminant, que la turbine repose sur un levier D, à soulager, avec sa tringle *b*, correspondant à l'étage d'où l'on peut régler sa position. C'est l'amoindrissement, comme construction, du mécanisme appliqué à quelques turbines, et particulièrement à celle de Fourneyron (pl. 14); mais ce sera, si l'on veut, exactement la disposition de celle du Basacle (voir fig. 44, d'après Bélidor).

Somme toute, l'ensemble de cette construction est très-convenable, et pourra être adopté dans certaines localités où l'on préfère le bois aux métaux par la difficulté de faire les réparations si l'on n'est pas à proximité des mécaniciens.

Notons qu'on devra se trouver dans le cas où l'admission partielle est convenable, en raison de la chute et de la dépense.

TURBINE CENTRIFUGE RECEVANT L'EAU EN DESSOUS

Jusqu'ici les différentes turbines que nous avons eu l'occasion d'examiner, déversant leur eau, soit horizontalement, soit verticalement, la recevaient néanmoins de haut en bas. Mais de nombreuses tentatives ont été faites pour construire de ces machines dans lesquelles le fluide se trouverait dirigé de bas en haut, c'est-à-dire que l'eau contenue par un réservoir ou une conduite fermée, serait amenée à la partie inférieure du disque tournant, et remontant par l'effet de sa charge naturelle, viendrait affluer à la circonférence et passerait ensuite au travers de l'aubage en y abandonnant sa force vive, comme dans les autres moteurs.

Cette idée remonte, pour ainsi dire, à l'origine de l'invention des turbines, et sans parler de Burdin, qui s'était préoccupé de cette disposition, nous citerons M. Combes, qui, en 1838, s'est fait breveter pour une turbine recevant l'eau par sa partie inférieure.

Cet ingénieur ne s'en était pas tenu à une simple description de sa machine, il en avait étudié la théorie à fond. Il avait aussi supposé un mode particulier de vannage consistant en un plateau garni de cales en bois, qui venait remplir plus ou moins les intervalles des aubes par un abaissement progressif du plateau qui les portait.

On peut considérer cette disposition comme un moyen de simplifier la construction des turbines et de les mettre pour ainsi dire hors de l'eau, tout en évitant la

difficulté du pivot noyé, attendu que le point d'appui de la pression se trouve naturellement reporté à la partie supérieure de l'axe tournant.

Plus récemment, en 1847, M. Cadet Colsenet a proposé une turbine ayant cette disposition, mais d'une construction plus perfectionnée.

Il avait placé le disque tournant à l'ouverture supérieure d'une bâche cylindrique attenante à un réservoir auquel le fluide moteur était amené par une conduite verticale, figurant ensemble un siphon renversé. La roue était retenue, contre la poussée du fluide, par un pivot supérieur monté à vis de façon à permettre d'abaisser la roue de quantités variables, suivant le degré d'ouverture que l'on voulait ménager à l'eau.

La partie cylindrique de la bâche surmontée par la turbine et lui formant conduit adducteur pouvait tourner avec elle. Cette disposition se trouvait modifiée par ce fait que la partie supérieure du conduit présentait un rebord découpé comme les aubes de la turbine et y pénétrait de façon à former comme une paroi mobile à l'aubage. En effet, lorsqu'on faisait monter ou descendre la turbine, le rebord découpé restant fixe, opérait de la même façon que dans le vannage de M. Fourneyron (p. 299) et constituait l'une des parois de l'aubage, dont on pouvait ainsi modifier l'ouverture sans changer les conditions du passage de l'eau.

Enfin, en 1858, un mécanicien de Toulouse, M. Bonnet, ayant eu vue d'établir des turbines d'une construction économique, a eu l'idée de prendre celle de Cadiat, qui n'a pas de directrices, mais en la renversant de façon à admettre l'eau par la partie inférieure.

On sait que le midi de la France est la contrée la plus favorablement disposée à accueillir les moteurs hydrauliques dans lesquels les perfectionnements ont pour but principal la simplification, attendu que ceux dont on y fait usage depuis longtemps, s'ils rendent peu, possèdent au moins la qualité d'être de la simplicité la plus élémentaire, ce qui a pour résultat de rendre leur remplacement facile, puisque dans les usines de ce pays on apprécie peut-être davantage cette propriété que la grandeur du rendement.

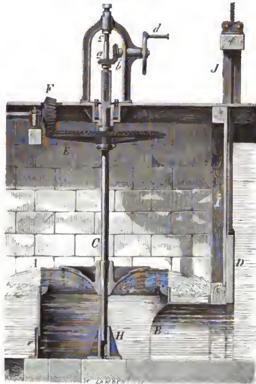
M. Bonnet a donc essayé de construire une turbine qui, tout en produisant un résultat bien supérieur à celui des rouets volants, roues à cuves, à poires, etc., aurait néanmoins très-peu de pièces, ne comporterait aucunes parties délicates, et ne serait pas sujette aux réparations fréquentes et dispendieuses. C'est le système en dessous qui lui a semblé réunir les conditions proposées. Il a adopté la disposition que représente dans son ensemble la fig. 72.

L'eau est maintenue en aval par un barrage en charpente I, dans lequel se trouve ménagé, à la partie inférieure, un orifice que l'on peut fermer à volonté au moyen d'une vanne verticale D, montée, comme à l'ordinaire, à l'aide d'un mécanisme composé de crémaillères et de pignons, dont le mouvement principal est établi sur le chevalet supérieur J, au-dessus du plancher de l'usine.

L'ouverture de la vanne D communique exclusivement avec l'intérieur d'une bâche en fonte B qui repose directement sur un sol en maçonnerie à niveau avec le seuil de la vanne.

Cette bâche se compose d'une partie cylindrique portant une tubulure horizontale pour s'ajuster avec l'ouverture de la vanne. La partie cylindrique étant complétement ouverte à la partie supérieure reçoit la turbine A, qui peut y pénétrer entièrement, suivant la hauteur totale de l'aubage. Une petite ouverture, fermée par une plaque *e*, se trouve ménagée à la partie inférieure pour opérer l'écoulement des dépôts vaseux ou autres.

Fig. 72.



La turbine est presque exactement semblable à celle de Cadiat, comme forme de plateau et comme aubes. Seulement, ces dernières sont réunies inférieurement par un cordon garni de listels, formant de légères saillies, qui viennent s'appuyer contre la paroi intérieure de la bâche, de manière à former un joint à peu près hermétique contre les fuites de l'eau.

On peut comprendre, déjà, que l'eau ne peut s'échapper, ni la turbine se mettre en mouvement qu'autant, que celle-ci est soulevée au-dessus de la bâche et que ses aubes s'en trouvent dégagées.

La turbine A peut, en effet, se soulever plus ou moins verticalement; elle opère cette fonction, ainsi que son arbre C, qui est seulement guidé latéralement, d'une part, au moyen d'une pièce B, en fonte, percée d'un trou cylindrique pour le recevoir, et fixée à demeure sur le sol en maçonnerie qui forme le fond de la bâche; et d'autre part, à l'aide d'un boitard ordinaire ménagé dans une traverse en fonte établie à la hauteur du plancher.

Comme l'axe de la turbine se soulève avec elle on conçoit que la roue de transmission E, qu'il porte, devant rester invariablement en rapport avec son pignon F, cette roue doit être retenue de façon à laisser l'arbre glisser sans le suivre elle-même dans son déplacement.

Pour simplifier notre dessin nous avons supposé que cette roue E soit soutenue par un collier, disposé comme une chaise, et fixé à la muraille ou à la traverse en fonte portant le boitard, cette traverse, ainsi que le pignon F, s'opposant au mouvement de bas en haut de la roue.

M. Bonnel avait admis une autre disposition, mais dont nous n'aurions pu faire comprendre les détails à cause de l'exiguité de notre vignette, disposition qui, d'ailleurs, produit le même résultat.

Le point sur lequel nous désirons appeler l'attention c'est le mécanisme affecté à la mise en train du moteur et à son arrêt; il y a là une particularité qui nous semble digne d'intérêt. Voici ce qui a lieu :

La partie supérieure de l'arbre C est surmontée d'une tige *a*, qui s'y trouve taraudée, et porte un pignon *b* engrenant avec un autre pignon semblable monté sur un axe horizontal muni d'un volant-manivelle *d*. Cet axe est retenu dans une douille ménagée à une arcade en fonte, qui porte aussi une pointe *c* contre laquelle la vis *a* s'appuie continuellement.

Pour bien faire comprendre la fonction de ce mécanisme, supposons que la turbine soit complétement abaissée et immobile; l'arbre C étant, par conséquent, descendu, la vis *a* se trouvera en partie hors de son écrou, mais invariablement appuyée contre la vis de butée *c*.

Si l'on vient alors agir sur le volant à main *d*, en le faisant tourner dans le sens convenable pour communiquer à la vis *a* le mouvement qu'il lui faut pour rentrer dans son écrou, qui est l'arbre C même, la pression du fluide tendant continuellement à soulever la turbine, la vis *a* restera immobile dans le sens vertical, en s'appuyant contre la pointe *c*, et la turbine commencera à s'élever, mais, néanmoins, sans tourner encore.

Les aubes commençant à se dégager de la bâche B, l'écoulement du fluide aura lieu et la turbine prendra son mouvement de rotation.

Mais l'inclinaison des filets de la vis *a* est dirigée de telle sorte que le sens du mouvement qui lui est donné, pour la faire pénétrer dans l'arbre, est le même que celui de la turbine; il en résulte que, pour continuer d'élever la turbine, la

main doit donner au volant *d* un mouvement de plus en plus rapide sans quoi elle se dévêtirait d'elle-même de la vis ou cesserait de s'élever.

Mais aussitôt que l'arbre C est à sa plus grande élévation et qu'il vient toucher l'embase de la vis, tout mouvement vertical cesse; l'arbre C, la vis et sa commande tournent ensemble. Cependant, en pratique il peut être utile d'adapter un débrayage ou repère quelconque qui permette de connaître, avec exactitude, le moment où la turbine a atteint son maximum de hauteur, et où l'on doit cesser d'agir sur le volant pour accélérer son mouvement.

Maintenant, lorsqu'il s'agit d'arrêter la turbine, il faut simplement saisir au passage la poignée *d*, ou plutôt la jante du volant, et tenter d'arrêter son mouvement de rotation. Cette simple action étant continuée pendant quelques instants, la turbine en tournant s'abaisse d'elle-même puisque le sens de sa rotation correspond à celui qui fait sortir la vis *a* de son écrou. Au fur et à mesure que la turbine s'abaisse, sa vitesse se ralentit, et elle vient doucement se reposer sur le bord de la bâche B; il est même nécessaire de donner quelques tours du volant *d* pour l'abaisser complétement, attendu que son mouvement cesse un peu avant l'écoulement du fluide, par suite de sa résistance passive naturelle.

Maintenant remarquons encore que ce qui vient d'être dit à l'égard de ce mécanisme n'est, pour ainsi dire, que le principe de la chose, attendu que d'importantes modifications doivent y être apportées suivant la diversité des applications.

Par exemple, pour les hautes chutes, donnant lieu aux grandes vitesses, il peut se faire que la main soit incapable de communiquer au volant *d* une vitesse suffisante, et qu'il faille multiplier les engrenages. (Nous rappelons qu'au moment où la turbine atteint sa hauteur maximum, la vis *a* doit tourner plus vite qu'elle pour que les filets continuent de s'enfoncer dans l'arbre.)

D'autre part, si la turbine atteint une certaine puissance, on place un frein sur l'axe du volant *d*, à l'aide duquel on agit pour arrêter cet axe lorsqu'on veut suspendre le mouvement de la turbine, ne pouvant plus se hasarder à attaquer directement le volant *d* avec la main.

Cette turbine ne possède de vannage que la bâche B qui en fait fonction en élevant la roue mobile plus ou moins. On règle la levée à volonté en cessant d'agir à propos sur le volant *d*, ce qui arrête en même temps l'élévation de la turbine. On modifie également cette levée pendant la marche, en retenant plus ou moins longtemps la rotation de ce même volant, ou en l'accélérant, ce qui a pour résultat, ainsi qu'on l'a vu, de baisser ou d'élever la roue.

Si la construction de ce moteur n'est pas le dernier mot des perfectionnements dont il est susceptible, on peut dire que c'est très-simple, et que cette turbine est d'un établissement facile et très-peu dispendieux.

Nous n'en connaissons pas exac-tement le rendement, qui doit être au moins fort au-dessus de celui des moteurs anciens, que cette turbine est destinée à remplacer, suivant la pensée de l'auteur.

NOTICE COMPLÉMENTAIRE HISTORIQUE SUR LES TURBINES HYDRAULIQUES

Avant de clore cette description, déjà longue, des différents systèmes de turbines qui ont été proposés depuis que ce genre de moteur a pris faveur dans l'industrie, c'est-à-dire depuis environ vingt-cinq ans, nous mentionnerons encore quelques noms d'auteurs à notre connaissance avec la désignation sommaire des motifs de leur invention.

Peut-être aurons-nous été injuste envers quelques-uns, en ne décrivant pas complétement leur œuvre; mais nous espérons qu'ils voudront bien nous le pardonner, en raison de l'abondance du sujet qui nous a conduit à rechercher surtout les types caractéristiques, empêché que nous sommes de les décrire tous en détail.

Nous adoptons encore l'ordre chronologique, en désignant chaque système par le nom de l'auteur.

GENTILHOMME (1840). — Turbine centrifuge, avec entrée des orifices adducteurs ramenés dans un plan horizontal et réglés par un vannage en segment dit *à papillon*. Elle est munie d'un fond fixe supporté par un manchon vertical analogue à celui de la turbine de Fourneyron.

Le pivot repose dans une crapaudine montée à vis dans un support en métal fixé sur un massif en maçonnerie dans le bief d'aval. (Ce système se trouve assez complètement décrit dans la *Publication industrielle*, Ier vol.)

LAURENT ET DECKHERR (1847). — C'est une turbine centrifuge qui reçoit l'eau par la partie inférieure, avec vannage tournant et pénétrant à l'intérieur des aubes.

On y reconnaît également un système de pivot dit *atmosphérique*, tournant à l'intérieur d'une cloche constamment remplie d'air. (*Publication industrielle*, VIe vol.)

Ce genre de pivot est reproduit à la fin du présent ouvrage, fig. 74.

FERAY ET AMBERGER (1844). — Turbines centrifuges, recevant l'eau de haut en bas et de bas en haut, le pivot remplacé par la poussée inférieure du fluide; disposition spéciale pour mettre l'aubage récepteur en rapport avec la dépense, et faciliter le nettoiement du moteur.

KRAFFT (1848). — Turbine en dessus principalement caractérisée par son aubage, consistant en des clapets en segments montés à charnières et qui se manœuvrent isolément à la main. — Pivot et construction de détail particuliers. — Turbines à simple et double aubage. (*Publication industrielle*, VIIIe vol.)

BUFFAUT (1849). — Turbine centrifuge recevant l'eau par sa partie inférieure par un seul conduit, muni d'un registre au débouché dans les aubes de la roue mobile.

GOGUEL (1851). — Turbine économique, à réaction, construite en bois et tôle.

Elle est composée de plateaux en bois entre lesquels on a disposé des tôles cylin-

driques, courbées à peu près en spirale, et contre lesquelles le fluide vient réagir en s'écoulant. (*Génie industriel*, III[e] vol.)

VEILLON (1851). — Turbine centrifuge, recevant l'eau en dessous avec directrices mobiles pour régler l'admission de l'eau.

GLÉPIN (1851). — Turbine centrifuge recevant l'eau en dessous.

Elle se distingue par son organe distributeur, qui ne possède d'aubes que sur deux quarts diamétralement opposés de la circonférence, et par une vanne cylindrique qui l'entoure.

Cette vanne se trouve placée entre le cercle des directrices et la couronne mobile; elle présente aussi deux parties de sa circonférence pleines et les deux autres vides. On la fait tourner pour masquer plus ou moins complétement les aubes du distributeur.

Les aubes réceptrices ont la forme de surfaces gauches.

PETREY (1852). — Turbine centrifuge recevant l'eau par la partie supérieure, et dite *à robinet-vanne*. C'est le même principe que celui de la turbine précédente, excepté que la pièce tournante est placée à l'intérieur des directrices.

DUVOIR (1854). — Turbine à réaction dont le principe est celui de la roue de Mannoury d'Ectot, mais d'une construction perfectionnée, avec obturateurs aux extrémités des canaux courbes.

CHENEVAL (1854). — Turbine en dessus, du système Fontaine ancien, mais dont les vannes partielles sont montées aux extrémités de leviers à bascule. (*Génie industriel*, XII[e] vol.)

FARCOT (1855). — Turbines à réaction ayant pour principe des aubes gauches, héliçoïdales, analogues aux ailes des hélices employées comme propulseurs dans la navigation, ou des aubes cylindriques tournées en spirales.

THEVAUD-CATHONET (1855). — Turbine du système Fontaine, avec vannage formé de tiroirs partiels, glissant à plat sur le cercle distributeur, et mis en relation avec un flotteur qui suit les variations du niveau d'amont, de façon que la turbine se règle d'elle-même.

TESTA (1855). — Turbine centrifuge, recevant l'eau en dessous, avec un vannage tournant, formé de canaux courbes dont les intervalles présentent assez d'épaisseur pour fermer les orifices récepteurs lorsqu'on tourne ce vannage d'une quantité suffisante.

FLUHR (1855). — Le principe fondamental de ce moteur repose sur l'idée de rendre mobiles les aubes de la turbine et du distributeur en les montant à charnières, puis à les mettre en rapport avec un flotteur qui suit les fluctuations du niveau d'amont. Ce procédé est appliqué aux turbines centrifuges et en dessus.

GAY (1856). — Turbine centrifuge muni d'un disque interposé entre la couronne mobile et le cercle des directrices et formant vannage.

Ce disque est percé d'ouvertures qui correspondent au double aubage; en le faisant tourner plus ou moins on diminue les orifices de dépense ou on les ferme complétement.

FURIET (1857). — Turbine composée d'un noyau en forme de cloche avec aubes

en hélice disposées à la partie inférieure. Elle se trouve enfermée dans un réservoir clos, qui lui constitue une enveloppe équidistante où se rend l'eau motrice venant d'un réservoir clos superposé.

Schlumberger (1857). — Diverses dispositions de turbines à réaction et d'autres systèmes, combinés pour recevoir leur eau motrice l'une de l'autre, dans le but d'absorber plus complétement la force vive disponible du fluide.

A. Kœchlin (1857). — Perfectionnements apportés aux turbines dites *Kœchlin*, et consistant dans la réduction arbitraire des orifices de ses aubages.

Au-dessous du distributeur et de la turbine on a disposé un disque divisé par des ouvertures en segment correspondant à chaque orifice dans les deux couronnes; les parties pleines ayant la forme voulue pour établir en quelque sorte la continuation des aubes, on peut, en faisant tourner les disques sur eux-mêmes, rétréeir les orifices de chaque aubage jusqu'à les annuler complétement.

Chaque disque est commandé de l'extérieur de façon à pouvoir opérer une réduction des orifices, même pendant la marche.

Bailly (1857). — Turbine centrifuge munie d'une vanne tournante, pénétrant dans l'aubage et qui s'élève plus ou moins suivant la hauteur que l'on veut laisser aux orifices expulseurs.

Tout le mécanisme du vannage est ramené à l'axe moteur dont il doit partager le mouvement.

Comme principe c'est à peu près ce qui a été proposé par MM. Krafft (1846), Cadel-Colsenet (1847), Huot (1852), Fourneyron (1855).

COMPARAISON ENTRE LES DIVERS SYSTÈMES DE MOTEURS HYDRAULIQUES

Il nous a paru utile, pour terminer ce traité sur les moteurs hydrauliques en général, d'établir une sorte de parallèle entre les divers systèmes, de faire ressortir, pour chacun d'eux, les avantages et les inconvénients qu'ils présentent dans la pratique, afin de permettre de reconnaître quel est celui auquel on doit donner la préférence dans chaque cas particulier.

Lorsqu'on se trouve dans une localité entièrement retirée, où les ouvriers sont rares, on doit, de préférence, adopter des roues de côté ou des roues à augets, en bois, de construction simple, qu'un charpentier peut aisément réparer.

Si, au contraire, la contrée est industrielle, si les chutes d'eau sont susceptibles de geler, ou si l'on craint le chômage par les grandes variations de niveaux ou des dépenses d'eau, il peut être bien préférable d'appliquer des turbines.

Mais quand une rivière n'est pas sensiblement variable, ni susceptible de geler que dans des cas tout à fait exceptionnels; lorsque surtout la quantité d'eau disponible n'est pas considérable, que les chutes sont chères et qu'on tient à en obtenir

le plus fort rendement possible, il y a avantage, suivant nous, à prendre une roue de côté ou une roue à augets en dessus, établie dans les meilleures conditions.

Il peut y avoir encore d'autres considérations à faire valoir pour l'adoption de tel système plutôt que de tel autre, comme, par exemple, la vitesse des machines ou des appareils à faire mouvoir : il est évident que plus la vitesse du moteur est grande par rapport aux organes qu'il doit mettre en activité, plus on simplifie les communications de mouvement.

Il est donc très-essentiel, en résumé, de bien connaître les avantages et les inconvénients que présente chaque système dans la pratique pour le meilleur choix à faire.

Avantages et inconvénients des roues a aubes. — Les roues à aubes, qui reçoivent l'eau en déversoir, sont, comme on le sait, après les roues à augets qui prennent l'eau par leur sommet, celles qui donnent le meilleur rendement, lorsqu'elles sont bien construites selon les règles établies, et qu'elles se trouvent dans les conditions de vitesse, de capacité et d'admission convenables.

Elles ont l'avantage d'exiger peu de frais d'entretien, d'être faciles à réparer et de ne pas être bien susceptibles de se déranger. Il suffit le plus souvent, en effet, de remplacer quelques aubes, de resserrer quelques boulons, et elles marchent ainsi des années entières sans aucune réparation. Elles peuvent, lorsqu'on les fait en grande partie en bois, être exécutées par des mécaniciens de la localité où elles doivent fonctionner.

Si on leur reproche leur faible vitesse rotative, leur grande capacité d'aubage, et parfois leur trop grande largeur, et des complications de mouvement qu'elles nécessitent, elles ont du moins l'avantage de pouvoir être appliquées sur les plus petites chutes, et de marcher noyées jusqu'à une certaine profondeur.

On a vu, en effet, que des roues de côté, disposées avec des aubes prolongées, très-profondes, mais sans contre-aubes, peuvent marcher baignées dans l'eau inférieure de 50 à 80 centimètres et plus, sans diminution sensible dans le rapport de l'effet utile.

Il est vrai que ces roues, comme d'ailleurs toutes les roues verticales, craignent les gelées et qu'elles exigent par cela même des précautions pour ne pas amener d'accidents pendant les hivers rigoureux où elles sont forcément arrêtées.

Tout en permettant une grande variation dans les dépenses d'eau, elles ne peuvent cependant se disposer de manière à marcher dans des conditions aussi étendues que les turbines horizontales.

Les roues à aubes courbes ont bien, à la vérité, l'avantage, sur les roues de côté en déversoir, de marcher à de plus grandes vitesses de rotation, et de dépenser autant d'eau sous une largeur moindre, mais elles donnent moins d'effet utile. D'ailleurs, elles n'ont été imaginées, pour ainsi dire, qu'en vue de remplacer les anciennes roues à palettes planes marchant sous l'influence d'un fort courant qui les frappe à la partie inférieure, et elles leur sont de beaucoup préférables.

Bien construites, ces roues à aubes courbes sont employées avec fruit lorsque l'on a besoin d'une vitesse un peu considérable, que l'eau est abondante et le niveau inférieur peu variable.

Quant à ces roues à palettes planes, qui reçoivent l'eau en dessous, on ne doit plus en faire, quoiqu'il en existe encore; elles n'ont que le mérite d'être d'une grande simplicité de construction; mais elles ont ce grave défaut de ne produire en effet utile que le 1/5 ou le 1/4, à peine, de la force disponible. Elles tournent, à la vérité, plus vite que les roues de côté et les roues à augets, pour les mêmes chutes, mais ce n'est qu'en dépensant trois à quatre fois plus d'eau. On doit donc abandonner ce système complétement.

Avantages et inconvénients des roues a augets. — Ces roues présentent l'avantage de donner, lorsqu'elles sont construites dans les conditions voulues, le plus fort rendement et le plus grand effet utile de tous les moteurs hydrauliques, pour la même chute et la même quantité d'eau disponible.

Elles ont surtout le mérite de s'appliquer très-avantageusement avec de faibles volumes d'eau. Bien exécutées, elles sont peu susceptibles de se déranger et présentent les mêmes avantages que les précédentes quant à la facilité des réparations.

On reproche, il est vrai, à ce système de ne réaliser le plus grand rendement qu'à la condition :

D'avoir une faible vitesse de rotation, soit de quelques tours seulement par minute; et plus la chute est grande, plus la vitesse rotative est petite;

De présenter relativement une grande capacité d'augets, pour un volume d'eau médiocre, et d'être, par suite, d'une largeur et d'un poids considérables.

On leur reproche aussi parfois :

De recevoir l'eau difficilement, lorsque les limites de la largeur obligent à la faire couler en nappe épaisse dans les augets;

De ne pas pouvoir marcher *noyées* sans perdre notablement de leur effet utile;

De nécessiter, pour transmettre leur force à des organes devant tourner à de grandes vitesses, comme les meules à blé, des renvois de mouvements lourds, compliqués et dispendieux, tels que des arbres, des engrenages, etc.

Les roues à augets en dessus, qui reçoivent l'eau par leur sommet, ne peuvent s'appliquer, sur toutes les chutes d'eau. Ainsi, il est rare qu'on en fasse l'application au-dessous de 3 mètres de hauteur.

Cependant, nous en avons montré plusieurs, qui fonctionnent sur 2 à 2 mètres 1/2 de chute, et qui donnent les meilleurs résultats. Seulement ce n'est que dans des cas exceptionnels, lorsque le volume d'eau est comparativement très-petit. De telles roues d'ailleurs ne permettent pas de marcher avec de grandes variations dans les volumes d'eau disponibles.

Les roues à augets de côté, qui reçoivent l'eau au-dessus ou au-dessous du centre, et souvent par plusieurs orifices à la fois, ont l'avantage de fonctionner, au contraire, dans d'assez grandes limites, sans toutefois se comparer, sous ce rapport, aux turbines horizontales.

Nous avons vu qu'en effet les roues à augets, qui reçoivent l'eau au-dessous de leur sommet, sont appliquées surtout quand la chute est trop grande pour une roue de côté en déversoir, et trop faible pour y établir une roue à augets en dessus. Il peut arriver également qu'avec une hauteur de chute permettant l'emploi de la

roue en dessus, cette dernière devienne néanmoins très-faible de diamètre et tourne à une vitesse trop grande en raison des appareils à commander.

Il est remarquable encore que les roues qui reçoivent l'eau au-dessous du sommet tournent dans le même sens que le courant, propriété utilisable, soit que la roue puisse être susceptible de noyer légèrement, ou que la transmission se prête principalement à ce sens de rotation.

Ces roues admettent généralement l'eau, ainsi qu'on l'a vu, par une bâche adductrice qui épouse la courbure de leur circonférence extérieure; mais il en existe également dans lesquelles l'eau est introduite dans les augets par l'intérieur de la jante.

Nous citerons, comme exemple, une roue établie près de Versailles, en 1830, par M. Carlier, ancien mécanicien, à Paris.

Cette roue, construite en bois et en tôle, était formée d'un croisillon unique et central se reliant très-solidement avec la couronne d'augets. L'admission devait donc se faire entre le sommet et le centre. Elle s'effectuait au moyen d'un chenal bifurqué pénétrant dans l'intérieur de la roue de chaque côté du croisillon.

Cette disposition présente beaucoup d'avantages parmi lesquels on peut citer la possibilité de déplacer le centre de la roue en cas d'engorgement inférieur, et aussi d'utiliser même les eaux qui s'échapperaient accidentellement du coursier et qui ne peuvent faire que de retomber dans les augets inférieurs.

Elle permet, également, de choisir le sens de la rotation du moteur, en dirigeant l'admission de l'eau d'un côté ou de l'autre de l'axe, à volonté.

Avantages et inconvénients des turbines. — Tous les systèmes de turbines ne sont pas, à beaucoup près, également d'un emploi avantageux dans la pratique. A l'exception de quelques-uns, qui doivent être considérés comme des inventions très-remarquables, il faut l'avouer, une grande partie n'a pas donné de bons résultats.

Nous ne parlerons pas des turbines dites du Midi, qui ne produisent qu'un rendement très-faible par rapport à la force dépensée, et qui sont restées réellement reléguées dans le pays où l'eau abonde, où l'argent est rare, et où les moyens de construction mécanique manquent à peu près complétement.

S'il n'en est pas de même d'un grand nombre de turbines, moins imparfaites, proposées depuis quinze à vingt ans, on doit convenir, néanmoins, que la plupart n'ont pas donné des résultats assez avantageux pour être comparés, quant à l'effet utile, avec les roues de côté recevant l'eau en déversoir, ou avec les roues à augets, recevant l'eau par le sommet.

Mais, disons-le aussi à la gloire de leurs intelligents et persévérants inventeurs, plusieurs ont surpris les savants, les constructeurs les plus éclairés, par les admirables résultats qu'ils ont obtenus.

En effet, M. Fourneyron, d'abord, puis M. Fontaine, M. A. Kœchlin, et d'autres ingénieurs de mérite, ont montré ce qu'il était possible d'obtenir à l'aide de ces moteurs qui possèdent des qualités particulières, même en dehors de la question du rendement.

Pour résumer complétement ce qu'il peut y avoir à dire sur l'emploi des turbines, en général, nous ne pouvons mieux faire que de rappeler la définition qu'en

Cependant, dans un grand nombre de contrées, et même à peu de distance de Paris, on rencontre encore des roues mal faites, qui sont restées presque dans le même état et qui n'ont subi aucun changement depuis leur origine, ou qui n'ont été modifiées que dans quelques parties seulement; ces roues sont disposées de façon à produire 25 à 30 p. 0/0 à peine, tandis que, bien établies, elles pourraient donner 65 à 70 p. 0/0 et quelquefois plus.

Ainsi, plusieurs fois, il nous est arrivé, soit comme conseil, soit comme amateur, de visiter des usines hydrauliques dont les moteurs étaient dans un état déplorable, et d'engager, par suite, les propriétaires ou les fermiers à modifier leurs roues, afin d'en obtenir un plus fort rendement, au lieu de se chercher querelle sur leurs prises d'eau; mais nous n'avons pas toujours eu la satisfaction d'être écouté.

Il est pourtant facile de se rendre compte des pertes réelles qui résultent de l'emploi d'un moteur défectueux.

Supposons, par exemple, qu'un moteur faisant marcher un moulin à blé et fonctionnant sur un cours d'eau capable de fournir une puissance disponible de 20 chevaux, n'en utilise que les 4/10, soit 8 chevaux, au lieu de rendre 65 à 70 p. 0/0, soit 13 à 14 chevaux; il est aisé de voir quel serait, dans les deux cas, le produit obtenu.

Ainsi que nous l'avons constaté ailleurs (1) dans une minoterie bien montée, qui travaille pour le commerce, la quantité de blé moulu par heure, et par force de cheval effectif, est de :

20 kilog. pour la mouture de Paris, qui exige des meules rapprochées et des farines premières blutées à 32 ou 33 p. 0/0;

Et de 25 kilog. pour les moutures rondes blutées à 25 p. 0/0 seulement, telles que celles qui sont employées dans le Midi et dans d'autres contrées de la France.

On voit que, dans le premier cas, pour la mouture de Paris, le moteur mal établi, n'utilisant que 40 p. 0/0 de la force disponible du cours d'eau, ne permet pas de moudre plus de

$$8 \times 20 = 160 \text{ kil. de blé par heure, soit } 160 \times 24 = 3840 \text{ kil. par 24 heures.}$$

Tandis que dans le second cas, où la puissance disponible serait égale à 14 chevaux, par suite du meilleur rendement, la production serait, toutes choses égales d'ailleurs :

$$3840^{k} \times \frac{14}{8} = 6720 \text{ kilog. par 24 heures.}$$

La différence en plus pour un jour dans la production serait donc :

$$6720 - 3840 = 2880 \text{ kilog.}$$

(1) Voir le IXe vol. de la *Publication industrielle* (Ensemble de moulins à blé perfectionnés).

S'il s'agissait de farines rondes, on aurait, pour la différence en plus, par jour :

$$2880 \times \frac{25}{20} = 3600 \text{ kilog.}$$

En estimant à 1 fr. par quintal le prix moyen que le meunier peut retirer pour le travail de sa mouture, on trouve qu'il perd 28 à 36 fr. par jour, suivant le mode de moulure, avec son mauvais moteur hydraulique,

soit en moyenne 32 fr. par jour,

c'est-à-dire qu'il bénéficierait réellement de cette somme s'il avait un bon moteur.

Or, en admettant seulement 300 jours de travail dans l'année, on est forcé de reconnaître qu'il ne lui faudrait pas plus d'un an pour se récupérer de la dépense qu'il aurait faite pour mettre son moteur dans les meilleures conditions.

Nous bornons là ces réflexions, qui nous sont suggérées par la vue de cette espèce de lutte contradictoire existant entre les progrès certainement accomplis dans l'art de la construction des moteurs hydrauliques, et la persistance de beaucoup d'usiniers à n'en point profiter en conservant de vieux moteurs, complétement défectueux.

Nous nous estimerons très-heureux si, par l'ensemble de ce travail, nous sommes parvenu à mettre en évidence les précieuses propriétés des moteurs hydrauliques et surtout si nous avons pu contribuer, pour une si petite part que ce soit, à leur amélioration, en démontrant combien sont simples les règles qui doivent servir de guides pour arriver à les construire et à les perfectionner.

Nous serions également heureux si cette modeste étude pouvait contribuer à mettre un terme aux discussions trop fréquentes qui s'élèvent entre les usiniers et les mécaniciens relativement à des moteurs qui ne semblent pas rendre ce que l'on attendait, discussions qui se terminent souvent au grand désavantage du mécanicien, et dans lesquelles les tribunaux, nonobstant la plus stricte équité d'intention, ne sont pas toujours suffisamment éclairés par les experts qui, comme les parties, ne se rendent pas un compte assez exact des meilleures conditions à remplir pour concilier les intérêts communs.

FIN DU CHAPITRE DOUZIÈME.

CHAPITRE XIII

RÉGULATEURS DE VITESSE APPLIQUÉS AUX MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHE 21)

Depuis que les moteurs, en général, sont arrivés à un certain degré de perfectionnement, ils sont munis d'un appareil accessoire que l'on désigne ordinairement sous le nom de *régulateur* ou *modérateur* de vitesse.

Cet appareil a pour double but de maintenir la vitesse de rotation autant que possible régulière, et de proportionner à chaque instant la puissance avec la résistance, lorsque cette dernière est variable, ce qui arrive toujours, à différents degrés.

Les moteurs à vapeur sont accompagnés, outre leur volant, d'un régulateur, qui leur est nécessaire surtout quand ils sont destinés à actionner des machines de fabrique où les appareils sont nombreux et fonctionnent isolément.

Pour les moteurs hydrauliques, dont le mouvement de rotation présente déjà une certaine régularité, un tel appareil est moins indispensable; cependant, lorsqu'il s'agit de commander des machines qui doivent marcher très-régulièrement comme des métiers de filature, il devient réellement utile d'en faire l'application, afin d'obvier aux variations de résistance.

Pour nous limiter actuellement aux moteurs hydrauliques, nous rappellerons que nous avons expliqué (58) comment la vitesse d'une roue ou d'une turbine est susceptible de changer lorsque le débit de l'eau cesse momentanément d'être en rapport avec la résistance, et réciproquement.

Or, il n'est presque pas d'usine où toutes les machines à faire mouvoir soient constamment en marche; leur service même peut exiger qu'elles soient alternativement arrêtées et remises en route.

Très-souvent encore la résistance d'une machine varie en pleine marche, suivant la progression des matières qui s'y trouvent engagées ou suivant la prise des outils qui les travaillent.

Enfin, certains appareils, sans cesser de tourner, ont à surmonter des résistances variant de la plus grande intensité jusqu'à zéro; tels sont les laminoirs, les scies circulaires, les marteaux de forge, etc.

Il est vrai que les variations constantes et régulièrement alternatives sont combattues par l'action des volants placés directement sur ces outils : mais cet organe

ne remplace pas un mécanisme spécial appliqué sur le moteur dans le cas de l'arrêt complet de l'outil commandé.

Les régulateurs appliqués, jusqu'à présent, aux moteurs hydrauliques sont de deux systèmes principaux, mais ayant chacun pour objet, à l'égard des roues, de faire mouvoir une vanne supplémentaire qui fait varier l'orifice de la dépense, et pour les turbines, d'agir directement sur la vanne même du moteur.

Ces deux systèmes consistent en *régulateurs à force centrifuge* et *régulateurs à air*.

Sous le titre uniforme de *régulateur à force centrifuge ou pendule conique*, beaucoup de mécanismes différents ont été imaginés pour opérer la liaison des effets du régulateur avec la vanne.

On conçoit, en effet, que le régulateur ne pouvant agir sur les organes propres à régler la dépense de l'eau que par la force vive que ses boules possèdent, il ne faut pas que ces organes présentent une résistance considérable. Aussi les dispositions adoptées de préférence sont celles par lesquelles on a trouvé le moyen, non pas d'agir directement sur les organes de distribution de l'eau, mais bien sur un mécanisme intermédiaire empruntant sa puissance au moteur même.

Les régulateurs à air qui ont, depuis environ quinze ans, remplacé partiellement le pendule, ont été imaginés en vue d'atteindre un degré de sensibilité que ces derniers ne possèdent que difficilement, en raison des élévations et abaissements que les boules doivent prendre, quelquefois brusquement, dans les grandes modifications de résistances, ce qui ne peut avoir lieu néanmoins que progressivement pour des corps (les boules) ayant une masse assez considérable.

Pour donner une idée du fonctionnement de ces deux systèmes de régulateurs, nous en avons indiqué l'application à une turbine et à une roue à augets, un système différent pour chaque moteur.

La turbine est de M. Fontaine, le régulateur étant appliqué au mouvement du vannage à rouleaux.

Quant à la roue à augets, c'est celle que nous avons présentée comme type sur la pl. 6; le régulateur à air s'y trouve appliqué à une vanne supplémentaire disposée près de celle qui retient les eaux dans le chenal supérieur d'amenée.

RÉGULATEUR A FORCE CENTRIFUGE

APPLIQUÉ A UNE TURBINE FONTAINE

(FIG. 1 A 3, PL. 21)

La fig. 1 de la pl. 21 représente l'ensemble des organes principaux de la transmission d'une turbine du même modèle que celle représentée en détail sur la pl. 16, fig. 1 et suivantes, avec le mécanisme complet du régulateur de vitesse qui s'y trouve appliqué.

La fig. 2 est une vue de bout spéciale de ce mécanisme;

Et la fig. 3 indique particulièrement la fonction de la camme qui sépare, par un débrayage, et dans un moment donné, le mouvement du régulateur du mécanisme de la vanne.

Ensemble des fonctions de l'appareil. — L'arbre moteur A s'élevant au-dessus de la voûte en maçonnerie qui couvre la chambre d'eau, est surmonté d'un axe plein, B, lequel porte le grand engrenage d'angle D, commandant un pignon E, monté sur l'arbre de couche F, qui transmet une partie de la puissance du moteur. L'arbre vertical B s'élève, en effet, au-dessus de la roue D, et, guidé par un collet spécial, se continue aux étages supérieurs où il transmet encore son mouvement par d'autres organes.

La plaque en fonte *a*, qui porte le premier boitard de l'arbre de la turbine, laisse aussi passer, en le guidant, l'arbre *b*, lequel est muni à sa partie inférieure du pignon d'engrenage qui communique avec le segment denté des cônes du vannage. Il suffira de jeter un coup d'œil sur la pl. 16 pour se rappeler parfaitement la disposition de cette commande.

Cet axe vertical *b* est muni d'une roue droite I engrenant avec un pignon J monté sur un arbre K, lequel est retenu à sa partie supérieure dans un palier appartenant à un petit chevalet en fonte *c*.

En écartant, par la pensée, la liaison de cette première partie du mécanisme avec le mouvement du régulateur, on voit que le vannage pourrait être manœuvré à la main en agissant directement sur le volant-manivelle *d* fixé sur l'axe K. Ce mouvement s'effectuerait tout à fait de la même façon que par la transmission analogue, représentée pl. 16, où il n'existe pas de régulateur.

C'est, en effet, en agissant sur le volant *d* que l'on arrête la turbine ou qu'on la met en marche. Mais ici le même axe K est mis en rapport avec le régulateur qui doit le faire tourner dans un sens ou dans l'autre, suivant que le mouvement de la turbine s'accélère ou se ralentit, pour lui retirer de l'eau ou lui en donner, et, finalement, lui conserver une vitesse de rotation uniforme.

Pour bien faire comprendre de quelle façon cet effet se produit, examinons d'abord la disposition du mécanisme qui réunit l'arbre vertical K avec le régulateur même, avant de chercher à nous rendre compte des fonctions intimes de ce dernier.

L'axe K est muni d'une roue d'angle L, engrenant avec un pignon M, fixé sur un arbre horizontal N. Celui-ci étant retenu dans des supports venus de fonte avec un petit bâti *o*, porte également deux roues d'angle O et O', montées folles sur lui, et un manchon à griffes intermédiaire Q, qui s'y trouve au contraire claveté. Mais ce manchon peut glisser en se transportant de l'une à l'autre des deux roues O et O', dont les moyeux sont munis des dents nécessaires pour se mettre en prise avec lui.

Si, dans cette situation, nous supposons le manchon Q isolé de chacune des roues O et O', comme le dessin (fig. 1) l'indique, et ces deux roues commandées simultanément par une troisième P, dont l'axe R est mû par la turbine même, les deux roues O et O' tourneront chacune dans un sens différent, mais l'axe N

restera immobile, et le vannage n'éprouvera, par conséquent, aucune modification dans sa position.

Mais si le manchon Q est, au contraire, poussé vers l'une des deux roues O ou O', il en partagera le mouvement par le fait de l'embrayage; et comme il est réuni à l'axe N par une clavette, ce dernier sera entraîné; son mouvement se communiquera donc à l'axe K par les roues M et L, et par suite au vannage, par les roues droites J et I, cette dernière appartenant à l'axe *b*.

Comme chacune des roues O et O' tourne dans un sens différent, il en résulte que l'arbre N sera également sollicité de tourner dans un sens ou dans l'autre suivant celle des deux roues vers laquelle le manchon aura été poussé, et que, par suite, le vannage couvrira ou découvrira les orifices injecteurs de la turbine.

C'est en cela que consiste entièrement le principe qui sert de base à la transmission du régulateur au vannage, principe qui a pour caractère principal l'emploi de la puissance même du moteur pour vaincre la résistance des pièces à faire mouvoir et de la vanne elle-même.

Tout se réduit maintenant à expliquer le jeu du régulateur et son mode d'intervention pour déplacer le manchon Q, suivant les variations de vitesse.

Disposition du régulateur. — Le régulateur, ou pendule conique, est toujours composé de deux branches S, terminées par des boules ou lentilles *h*, d'une certaine pesanteur, lesquelles sont assemblées, par articulation, à un manchon à oreilles *g*, fixé à un axe R, qui est animé d'un mouvement de rotation sur lui-même.

Le mouvement de cet axe lui est donné par l'arbre B de la turbine au moyen des poulies *j* et *k* réunies par la courroie *l*.

Le manchon *g*, partageant ce mouvement, entraîne avec lui les branches S et fait décrire aux boules *h* un cercle autour de l'axe de rotation. Or, la force centrifuge agit continuellement pour amener les boules à tourner dans un même plan horizontal qui passerait par les centres d'articulation des branches S avec le manchon *g*; et si cela ne se produit pas c'est que la vitesse ne peut être infinie et que les boules ont un poids assez considérable.

Mais l'influence de la pesanteur se modifiant avec la vitesse dont les boules sont animées, il en résulte que l'angle formé par les branches S ne peut rester fixe qu'autant que cette vitesse ou celle de l'axe R est elle-même invariable, et que cet angle augmente ou diminue en même temps que la vitesse de rotation.

C'est précisément les changements de position des branches S que l'on met à profit pour agir sur un mécanisme, qui communique avec l'appareil auquel on veut faire ressentir l'influence des changements de vitesse.

Pour le cas présent il faut déplacer le manchon Q dans les variations de vitesses. Voici comment on y parvient.

Les deux branches S sont assemblées, encore par articulation, avec deux tiges T réunies de la même façon à un canon U, qui entoure l'arbre R, sur lequel il peut glisser et le suivre dans son mouvement de rotation.

Ce manchon se trouve engagé entre les branches d'un levier fourchu *m*, monté sur un axe vertical *n*, qui porte également un autre levier analogue *f* dont la

fourche est munie des goujons qui pénètrent dans la gorge circulaire ménagée au manchon Q.

Déjà on comprend que l'oscillation de l'axe vertical *n* aura pour effet de déplacer le manchon, entraîné par la fourche *f*, et de le porter sur l'une ou l'autre des deux roues O ou O′; or, c'est précisément le canon U qui, par ses variations de hauteur, produit cette oscillation en agissant sur le levier *m*, et en lui faisant décrire un angle dans un plan horizontal.

Pour cela, les extrémités des branches du levier *m* ayant été déviées d'une certaine quantité, dans le sens vertical, au lieu d'être restées vis-à-vis l'une de l'autre, sont aussi munies intérieurement, et seulement sur la moitié de leur largeur, des renflements *p* et *p′*, dont nous allons indiquer l'usage.

Le canon U porte une camme en forme de virgule *i*, dont le développement est tel qu'elle peut tourner entre les branches *m* sans les toucher, lorsqu'elle se trouve située entre les renflements *p* et *p′*.

Mais si, par suite du changement de position du manchon U, la camme *i* se trouve vis-à-vis de l'un de ces renflements, comme elle ne peut passer qu'en le repoussant, l'ensemble du levier *m* s'en trouvera déplacé, conformément à ce qui avait été proposé.

Il devient donc évident que le levier sera repoussé d'un côté ou de l'autre suivant que la camme sera élevée à la hauteur du renflement *p* ou abaissée à celle du renflement *p′*. Ces deux mouvements ont respectivement pour effet, en résumé, de repousser le manchon Q sur la roue O ou sur celle O′.

Résumons donc l'ensemble de ces fonctions particulières :

Les changements de vitesse modifient l'angle formé par les branches S du régulateur et la hauteur du canon à camme U : si la vitesse augmente, les boules s'écartent et le canon U s'élève; si la vitesse diminue, les boules se rapprochent et le canon s'abaisse;

En vitesse normale la camme doit se maintenir entre les renflements *p*, dans lequel cas le manchon Q reste exactement dans sa position milieu, comme sur la fig. 1; l'arbre N est fixe, par conséquent, et le vannage n'éprouve pas de modification;

Si la vitesse s'accroît, le manchon U s'élève, et sa camme *i* venant à rencontrer le renflement *p*, le levier *m* se déplace, fait osciller l'axe *n*, et, par le levier à fourche *f*, le manchon s'engage dans la roue O qui communique alors son mouvement à l'arbre N. La rotation de cet arbre a donc, dans ce cas, pour résultat de mettre le vannage en mouvement et de le faire se déplacer dans le sens de la fermeture des orifices adducteurs;

Enfin, dans la supposition contraire, que la vitesse diminue, les boules se rapprochent, le manchon U s'abaisse et la virgule *i* agit sur le manchon Q pour le porter sur la roue O′ qui donne alors à l'arbre N un mouvement inverse au précédent, d'où le vannage découvre les orifices.

En résumé, les deux effets inverses que nous venons d'examiner doivent avoir pour résultat final de ramener toujours le moteur à sa vitesse normale, et le vannage à l'immobilité.

Lorsque le moteur se ralentit, c'est que la charge ou la résistance vient à augmenter : on dit alors, *qu'il demande de l'eau.* Si le vannage restait immobile, le mouvement uniforme du moteur se maintiendrait bien, mais avec une vitesse moindre que celle de régime. Le mouvement du vannage ayant pour effet d'augmenter le volume d'eau admis, la vitesse reprend son intensité, et par suite le modérateur revient dans la position moyenne où il n'a plus d'action sur le vannage.

Si maintenant le surcroît de résistance que nous avons supposé vient à cesser, la vitesse de la turbine s'accélère en vertu du surplus de dépense donné par le régulateur, mais alors les boules du modérateur s'écartent, le manchon Q est porté sur la roue O, enfin le vannage diminue le passage du fluide moteur.

Par conséquent, la vitesse de la turbine revenant à sa valeur normale le régulateur reprend aussi sa position neutre par rapport au vannage.

Les variations de la résistance ne sont pas les seules causes des changements qui surviennent dans la vitesse du moteur; au moins, si ce sont les causes normales, des causes accidentelles, indépendantes, peuvent amener aussi le ralentissement de la turbine.

Supposons, par exemple, qu'une cause quelconque vienne empêcher l'écoulement du fluide, soit des feuilles d'arbre ou autres détritus végétaux, du sable, qui engorgent les orifices, une vanne de charge baissée par mégarde, etc., la turbine ne recevant pas la quantité d'eau qui lui est nécessaire, se ralentira et le régulateur agira pour donner de l'eau.

Mais la cause de la diminution de vitesse ne tenant pas, pour l'instant, à la position du vannage, il s'en suit que la vitesse ne reprendra pas son intensité normale, et que le régulateur continuera son action.

Il pourrait continuer d'agir ainsi, plus que le vannage n'a de marche, c'est-à-dire jusqu'au point de briser les pièces de la transmission, si une disposition spéciale, dont nous allons parler, n'interrompait pas à propos la communication du régulateur avec le vannage.

En effet, il est indispensable que le vannage puisse s'isoler *automatiquement* du régulateur, lorsqu'il se trouve complétement ouvert, puisque, par des causes accidentelles, la vitesse pourrait néanmoins rester au-dessous de la valeur pour laquelle le modérateur a été réglé, et le mécanisme continuer d'agir pour faire mouvoir le vannage qui, étant à bout de course, ne pourrait plus avancer.

Le principe de la séparation automatique du régulateur et du vannage consiste dans le débrayage du pignon M, qui établit la relation du mouvement entre les axes K et N.

Pour cela l'axe K est muni d'une vis sans fin V, qui commande une roue dentée X, montée sur un axe horizontal dont les supports appartiennent au chevalet *c*. L'axe de la roue X porte aussi une camme *q*, disposée pour agir dans un moment donné sur un levier Y, porteur de la fourche qui embrasse la gorge pratiquée dans la douille du pignon M. Un ressort à boudin *s* sert à maintenir le pignon embrayé.

Par conséquent, l'arbre K, en tournant, fait mouvoir la roue X, et avec elle la camme *q*, qui se rapproche insensiblement du levier Y en même temps que le van-

nage approche lui-même d'être presque entièrement ouvert. Si dans cette position le régulateur continue d'agir dans le même sens, la roue X tourne encore un peu, la camme *q* repousse le levier Y, qui entraîne alors le pignon M avec lui en le débrayant d'avec la roue L.

La *fig.* 3 est particulièrement un détail de la vanne *q* et représente son action sur le levier Y. Les deux positions s'y trouvent indiquées, l'une en traits pleins et l'autre en ponctués.

Cette figure indique également que la camme exerce son action contre une plaque *r* rapportée *ad hoc* sur le levier Y.

On remarquera que cette dernière pièce est aussi disposée pour être manœuvrée à la main, ainsi que permet de le reconnaître la poignée qui s'y trouve ménagée.

En effet, bien des motifs peuvent rendre nécessaire de mettre cette fonction à la disposition de l'ouvrier; et même on pourrait ajouter que la partie qui agit automatiquement n'est là que pour prévenir un défaut de surveillance ou des faits accidentels difficiles à prévoir.

Ce système de régulateur, appliqué par MM. Fontaine et Brault à quelques-unes de leurs turbines, et dont le principe consiste, comme on vient de le voir, à emprunter au moteur même la force nécessaire pour faire mouvoir le vannage, a été proposé depuis déjà plusieurs années par plusieurs constructeurs, et en particulier par M. Chapelle, mécanicien très-distingué de Paris, bien connu pour les progrès qu'il a fait faire à la fabrication mécanique du papier.

La construction du régulateur de M. Chapelle diffère un peu de celle-ci par le mode de transmission entre le régulateur et la vanne. Cet ingénieur avait imaginé de faire usage d'un mouvement souvent employé en mécanique, dans les machines à raboter, par exemple, pour renverser le sens de la marche de l'outil ou de la pièce. On sait que ce mouvement consiste, principalement, dans deux arbres, l'un dans l'autre, portant chacun leur poulie, lesquelles poulies sont séparées l'une de l'autre par une poulie folle. Chacun de ces arbres porte aussi un pignon d'angle qui engrène avec une roue placée sur l'axe moteur principal de la machine.

On produit le changement de marche en faisant passer la courroie d'une poulie sur l'autre, attendu que c'est le pignon d'angle qui se trouve sur l'arbre correspondant qui devient moteur, et que le sens de la marche de l'arbre principal dépend précisément de celui des deux pignons qui commande, puisqu'ils sont situés diamétralement opposés sur la roue d'angle que cet arbre porte et de laquelle il tient son mouvement.

Or l'application de ce mécanisme, comme organe de transmission dans le régulateur Chapelle, sera très-facile à comprendre, d'après ce qui précède.

Il suffira de faire remarquer que l'action du manchon, soulevé par les oscillations des boules, est appliquée à faire passer la courroie d'une poulie sur l'autre et renverser le sens de la rotation de l'axe principal, lequel fonctionne exactement comme celui N du régulateur qui vient d'être décrit.

En marche normale la courroie doit être maintenue sur la poulie folle intermédiaire.

M. Chapelle avait également muni son régulateur du mouvement de déclanchement nécessaire pour l'isoler, à bout de course, du mécanisme communiquant avec le vannage.

En résumé, pour établir nettement la distinction à faire entre la disposition du régulateur, représenté fig. 1, pl. 20, et celui de M. Chapelle, nous mentionnerons les particularités suivantes :

1° Les roues O et O′ fonctionnent comme les pignons de ce dernier régulateur, mais elles commandent alternativement une roue d'angle P, au lieu d'être commandées par elle; puis, au lieu d'être sur l'axe du régulateur, comme ici, cette roue est placée sur un arbre horizontal communiquant avec le vannage;

2° Ces roues O et O′, au lieu d'être, comme les pignons, fixes sur deux arbres différents, passant l'un dans l'autre et munis chacun d'une poulie, sont folles sur leur axe N, et n'en deviennent solidaires que par le manchon Q qui est porté de l'une à l'autre par le régulateur;

3° La courroie, dans la disposition Chapelle, prend son mouvement sur un arbre quelconque de la transmission; le régulateur doit posséder une commande séparée au lieu que son axe soit, comme dans le système représenté pl. 20, l'organe unique de la transmission entre le moteur et le mécanisme du régulateur.

CONDITIONS THÉORIQUES DU MODÉRATEUR A FORCE CENTRIFUGE

CALCUL DE SES DIMENSIONS

Sans vouloir entrer, pour l'instant, dans l'étude complète de la théorie de cet organe, qui convient du reste aussi bien aux machines à vapeur, où il est le plus souvent appliqué, qu'aux moteurs hydrauliques, il est nécessaire cependant de faire connaître en peu de mots les principes qui servent à en déterminer les principales dimensions.

Le modérateur à force centrifuge, qui prend aussi le nom de *pendule conique*, est comparé en physique au pendule circulaire, consistant, ainsi qu'on le sait, en un corps pesant suspendu à un fil avec lequel on le fait osciller d'après le point d'attache du fil, comme centre, et pour lequel il existe une relation très-bien établie entre la longueur de ce fil et la durée des oscillations.

La similitude entre les deux genres de pendules consiste en ce que : la durée d'une révolution entière du pendule conique est égale à celle de l'oscillation complète d'un pendule circulaire dont la longueur du fil correspond à la hauteur du pendule conique, cette hauteur étant celle du cône qui a pour base le plan horizontal passant par le centre des boules, et pour sommet le point de rencontre des lignes d'axe des bras avec l'axe vertical de rotation.

Par conséquent, faisant abstraction, pour un instant, de l'angle formé par les bras du modérateur, en marche normale, la distance verticale, du plan des boules au sommet formé par la rencontre des lignes d'axe des bras, sera déterminée par la même formule que celle qui sert à déterminer les conditions du pendule circulaire.

La formule qui établit la relation entre la longueur du pendule circulaire et la durée de ses oscillations simples est la suivante :

$$l = \frac{g t^2}{\pi^2}, \quad \text{ou}, \quad l = \frac{g}{\pi^2} t^2.$$

dans laquelle,

l représente la longueur du fil, en mètres;

t » le temps d'une oscillation simple, en secondes;

g » l'intensité de la pesanteur, égale à 9,8088 sous la latitude de Paris (5);

π » le rapport du diamètre à la circonférence d'un cercle, ou 3,1416.

Cette relation, exprimée en langage vulgaire, revient à ceci :

Les longueurs différentes du pendule sont proportionnelles au carré des durées des oscillations simples correspondantes.

Exemple. — Quelle doit être la longueur du pendule dont la durée d'une oscillation simple est égale, sous la latitude de Paris, à une seconde?

On trouve :

$$l = \frac{9,8088}{3,1416^2} \times 1''^2 = 0,994 \times 1'' = 0^m 994,$$

ce qui est, en effet, pour Paris, la longueur du pendule à seconde.

Puisque cette règle s'applique, sans modification, au pendule conique dont on veut connaître la hauteur d'après la durée d'une révolution ou du nombre de révolutions par minute, nous n'y ajouterons rien, si ce n'est que, dans l'exemple précédent, un pendule conique de la hauteur trouvée devrait faire 30 tours par minute, puisque nous venons de voir que ce nombre correspond à celui des oscillations complètes du pendule circulaire, ou à la moitié du nombre de ses oscillations simples.

Mais il faut remarquer que l'on admet ordinairement qu'en marche normale les bras du modérateur doivent former avec l'axe de rotation un angle fixe de 30°; on sait du reste que la loi, qui établit pour les deux genres de pendules la relation entre la hauteur et la durée des oscillations ou des révolutions, cesse d'être applicable lorsque l'amplitude de ces oscillations, pour le pendule circulaire, ou celle de l'angle formé par les bras du pendule conique, dépassent certaines limites.

Adoptant donc 30° pour l'angle normal qui mesure l'inclinaison des bras par rapport à l'axe, il s'en suit que leur longueur l' peut être facilement déterminée, connaissant la hauteur verticale ci-dessus, par la relation suivante :

$$l' = \frac{l}{0,866}.$$

Cela revient à trouver le côté d'un triangle équilatéral dont on connaît la hauteur, en se basant sur cette relation géométrique invariable : que la hauteur d'un triangle équilatéral est égale aux 0,866 du côté.

Pour bien faire comprendre tout ce qui précède, prenons un exemple direct.

EXEMPLE. — Quelles doivent être la hauteur d'un pendule conique et la longueur de ses bras, la vitesse normale n étant réglée à 50 tours par minute?

D'après ce qui a été dit ci-dessus, cette hauteur correspondra à la longueur du pendule circulaire accomplissant le double d'oscillations simples dans le même temps et dont la durée t, de chaque oscillation, sera égale, par conséquent, à $60'' \div 100$, ou, en général, $60'' \div 2n$.

On aura donc, pour la hauteur cherchée :

$$l = 0{,}994 \times \left(\frac{60}{100}\right)^2 = 0^m358.$$

La longueur des bras, comptée du centre des boules à la rencontre de leurs lignes d'axe, avec celui de rotation, devient :

$$l' = \frac{0{,}358}{0{,}866} = 0^m413.$$

Il est très-important de remarquer que cette longueur attribuée aux bras du modérateur n'est pas réellement celle qu'ils possèdent, puisque leur articulation ne peut pas se trouver sur l'axe même de rotation où le sommet géométrique du cône est néanmoins situé.

Pour obtenir cette longueur véritable, on devra d'abord tracer le triangle exact suivant la hauteur trouvée, et les deux côtés qui partent du sommet formant entre eux un angle de 60 degrés; puis, ayant déterminé les dimensions des pièces qui constituent l'assemblage par articulation, on trouvera aisément à quelle distance au-dessous du sommet doit être situé l'axe horizontal passant par les centres des articulations des bras, et, par conséquent, la longueur de ces bras eux-mêmes.

Ce qui a été dit jusqu'ici permet de comprendre facilement le jeu, en quelque sorte théorique, du modérateur à force centrifuge.

Puisque la hauteur du plan des boules au sommet est une condition *sine qua non* de la vitesse, il est clair que, cette vitesse venant à changer, la hauteur se modifiera pour rétablir l'équilibre; et cette modification, qui s'opère par l'ouverture plus ou moins grande de l'angle des branches, est utilisée pour faire monter ou descendre le manchon qui communique avec la transmission.

Pour éviter les quelques calculs nécessaires à la détermination du pendule conique, suivant les différentes vitesses proposées, nous avons dressé la table suivante, qui donne avec précision une série de vitesses de rotation, avec les hauteurs de pendules correspondantes.

Admettant l'angle de 30°, une colonne de la table donne les longueurs géométriques des bras pour chaque hauteur.

Enfin, pour apprécier plus aisément les changements de hauteurs qui surviennent pour chaque modérateur, d'après les variations de sa vitesse propre, une colonne indique les différences de hauteur pour chaque augmentation successive d'une révolution.

TABLE

RELATIVE AUX DIMENSIONS DU PENDULE CONIQUE OU MODÉRATEUR A FORCE CENTRIFUGE.

NOMBRE de révolutions par minute n	HAUTEUR du pendule l	DIFFÉRENCE de longueur pour une révolution.	LONGUEUR géométrique des bras sous l'angle de 30 degrés. l'	NOMBRE de révolutions par minute n	HAUTEUR du pendule. l	DIFFÉRENCE de longueur pour une révolution.	LONGUEUR géométrique des bras sous l'angle de 30 degrés. l'
	centimètres.	cent.	cent.		cent.	cent.	cent.
30	99.4	6.3	114.7	53	31.8	1.2	36.7
31	93.1	5.7	107.4	54	30.6	1.4	35.4
32	87.3	5.2	100.8	55	29.6	1.0	34.1
33	82.1	4.7	94.4	56	28.5	1.0	33.0
34	77.4	4.	89.3	57	27.6	1.0	31.7
35	73.0	4.0	84.3	58	26.5	0.8	30.7
36	69.0	3.7	79.7	59	25.7	0.9	29.8
37	65.3	3.4	75.4	60	24.9	0.9	28.8
38	61.9	3.1	71.5	61	24.0	0.8	27.7
39	58.8	2.9	67.9	62	23.3	0.7	26.9
40	55.9	2.7	64.5	63	22.5	0.7	26.0
41	53.2	2.5	61.4	64	21.8	0.7	25.0
42	50.7	2.4	58.4	65	21.4	0.6	24.4
43	48.3	2.4	55.8	66	20.5	0.7	23.7
44	46.0	1.9	53.3	67	19.9	0.3	23.0
45	44.1	1.9	51.0	68	19.3	0.6	22.3
46	42.2	1.7	48.8	69	18.7	0.5	21.7
47	40.5	1.7	46.7	70	18.3	0.5	21.0
48	38.9	1.6	44.8	71	17.7	0.5	20.4
49	37.0	1.5	43.0	72	17.2	0.5	19.9
50	35.7	1.3	41.3	73	16.7	0.4	19.3
51	34.4	1.4	39.7	74	16.3	0.4	18.8
52	33.0		38.2	75	16.0		18.3

Nous n'avons pas cru nécessaire d'étendre cette table en deçà et au delà des limites de la pratique. Ainsi un modérateur faisant moins de 30 tours atteint une longueur impraticable. De même, au-dessus de 75 tours, ses dimensions sont tellement faibles que son énergie devient insuffisante pour faire mouvoir des mécanismes aussi résistants que le sont d'ordinaire ceux qui se trouvent appliqués au vannage d'un moteur hydraulique.

Quant à l'usage de cette table, il n'offre rien qui nous semble mériter une explication, surtout après celles qui précèdent.

On remarquera, seulement, que la colonne des différences permet d'apprécier dans quelles limites un même régulateur peut fonctionner, au point de vue des différentes vitesses qu'il peut prendre et des amplitudes qui en résultent pour le manchon U (fig. 1, pl. 21).

Supposons, par exemple, un régulateur tournant à 50 révolutions, pour lequel la table indique une hauteur de 357 millimètres; si la vitesse varie d'un tour, en plus ou en moins, on voit que le pendule se raccourcira de 14,7 millim. ou s'allongera de 14 millim. De 40 à 60 tours, la variation de hauteur par tour sera de 27 à 8 millimètres.

Par conséquent, le manchon U s'élèvera ou s'abaissera des mêmes quantités. Les pièces sur lesquelles il agit devront donc être disposées en conséquence.

Dimensions des boules. — Les boules sont quelquefois remplacées par des lentilles montées sur les branches dans le sens de leur diamètre.

Le poids demande à être fixé avec soin, d'après l'inertie des pièces que le modérateur est appelé à faire mouvoir.

Trop pesantes, les boules agissent trop brusquement; trop légères, elles n'agissent que tardivement ou d'une façon incomplète.

Comme il serait fort difficile d'en faire un calcul préalable, à cause de la direction même des efforts, et ensuite des résistances dues aux divers frottemens, on préfère l'*essayer* en fixant d'abord aux branches des boules creuses que l'on remplit de plomb jusqu'à ce que l'effet soit obtenu.

Il ne reste alors qu'à connaître ce poids obtenu pratiquement, et à faire fondre des boules d'une pesanteur équivalente.

Faisons remarquer, en terminant, qu'un modérateur est d'autant plus sensible et peut agir dans des limites d'autant plus étendues qu'il est de grande dimension et que son fonctionnement a lieu avec les moindres changements angulaires. On doit donc éviter d'employer des régulateurs petits, et tournant par conséquent à de grandes vitesses.

Quant à l'angle de 30° adopté pour les branches, il est important de rappeler qu'il n'a rien d'absolu, et que si les variations probables le permettent on pourra supposer, sans inconvénient, un angle moyen moins ouvert.

RÉGULATEUR A AIR

Le modérateur à force centrifuge, par son principe même, et en dehors de toute disposition particulière telle que celle décrite précédemment, est loin de remplir le but proposé dans toutes les circonstances de son application.

Si les variations de force sont peu intenses, il peut convenir, à la rigueur; mais dans le cas contraire, il est à peu près hors d'état de bien conserver la relation normale entre la puissance et la résistance.

Puisqu'il s'agit ici de l'application des régulateurs aux moteurs hydrauliques, si

nous supposons un accroissement très-notable de résistance, le ralentissement de la vitesse fera écarter brusquement les boules qui livreront tout à coup un grand volume d'eau au moteur. Sous l'influence de ce renfort le moteur reprendra sa vitesse, mais les boules s'abaisseront, ce qui retirera de l'eau au moteur. Il se produira de cette façon une série d'oscillations de la part du vannage et du modérateur, qui pourront s'accorder très-peu avec la régularité requise.

D'autre part, on a pu voir que la construction même du modérateur ne se prête pas à de grandes variations de vitesse pour un même appareil, et que, dans les écarts importants en dehors de la marche normale, les propriétés mathématiques du pendule conique s'altèrent.

Enfin les inconvénients du modérateur à force centrifuge ne sont aujourd'hui un mystère pour personne; s'il est encore très-répandu, c'est parce qu'il est le mieux connu, ou bien il est conservé dans les usines où une grande régularité n'est pas de rigueur.

Mais souvent il n'en est pas ainsi; le fonctionnement douteux du régulateur à boules le rend complétement inadmissible.

On cherche alors à employer *le régulateur à air*, instrument très-ingénieux, d'origine française, et dont l'invention remonte à peine à 1838.

C'est feu M. Molinié, manufacturier à Saint-Pons (Hérault), inventeur et travailleur infatigable, qui eut le premier l'idée de régler les vannes des moteurs hydrauliques et les valves des machines à vapeur au moyen de *soufflets* savamment combinés pour cet usage.

L'inventeur lui-même eut le bonheur de propager son invention à peu près par toute l'Europe. Il fit connaître son régulateur sous diverses formes parmi lesquelles nous distinguons les régulateurs construits en bois, avec soufflets de cuir ayant presque exactement la forme usitée pour l'emploi ordinaire de cet organe, et les régulateurs perfectionnés construits en fonte et avec soufflets circulaires superposés.

Après avoir posé le jalon indispensable pour marquer le point de départ de cette découverte, et avoir rappelé le nom de l'inventeur Molinié (nous avons connu personnellement cet homme honorable), nous reviendrons directement à la description de l'un des systèmes qui se sont entés sur l'invention primitive à laquelle des perfectionnements importants ont été apportés (1).

Ce système est celui de M. Branche, mécanicien de Paris, qui s'occupe très-activement de ces appareils (2).

Une autre disposition de régulateur à air est due à M. Larivière; nous dirons en quoi les deux systèmes diffèrent l'un de l'autre.

(1) Voir les dessins et la description du régulateur de M. Molinié, *Publication industrielle*, 1er volume, pl. 33.

(2) Ce régulateur a été également décrit dans le 2e vol. de la *Publication industrielle*.

RÉGULATEUR A AIR

PAR M. BRANCHE

(FIG. 4 A 7, PL. 21)

DISPOSITION D'ENSEMBLE. — La fig. 4 de la pl. 21 représente l'ensemble de la disposition que l'on adopte ordinairement pour l'application de ce régulateur à un moteur hydraulique qui reçoit l'eau par une vanne chargée, tel que cela se trouve être pour une roue à augets en dessus, que nous prenons précisément pour exemple.

Notre tracé fait supposer que l'on ait enlevé le mur de tampane afin de laisser apercevoir le régulateur qui se place ordinairement à l'intérieur de l'usine dans une position où il puisse être facilement commandé par la transmission, et, d'autre part, se trouver aussi près que possible du moteur.

Nous avons reproduit, en effet, une partie H de la couronne de la roue à augets représentée sur la pl. 6, ainsi que la partie I du coursier où se trouve placée la vanne J d'admission.

Le régulateur doit agir, non pas sur cette vanne, mais sur une autre, celle K, placée derrière la précédente et montée différemment.

La puissance développée par le régulateur ne pourrait pas suffire à faire mouvoir une vanne montée comme celle J, dans des coulisses où la puissance de l'eau se fait sentir par un frottement souvent considérable, et qui crée une résistance notable, augmentée encore par le gonflement des bois et leur gauchissement.

Il faut donc avoir recours à une vanne additionnelle qui, ne devant pas clore hermétiquement, peut être disposée d'une autre façon.

Cette vanne est formée d'une feuille de tôle forte, soit 4 mètres d'épaisseur, ajustée, comme longueur, à l'intérieur du coursier, mais tout à fait librement; elle est rattachée à un certain nombre de tringles en fer *c* qui se réunissent par paires à des points fixes d'oscillation, d'après lesquels, comme centres, la vanne peut se mouvoir en décrivant un arc de cercle, dont elle affecte, du reste, la courbure.

D'après cela on n'éprouve de résistance pour soulever cette vanne que le faible frottement de roulement qui se manifeste contre les points d'attache des tringles *c*, en vertu de la poussée du fluide contre la vanne.

Le régulateur, soit à force centrifuge ou à air, a donc pour fonction de soulever cette vanne ou de la laisser descendre suivant que le moteur *demande de l'eau* ou qu'il faut lui en retirer, la vanne motrice J restant ouverte constamment et à son maximum d'élévation.

Ceci établi, voyons en quoi consiste le régulateur à air et comment ses fonctions se relient au mouvement de la vanne additionnelle.

Le régulateur se compose de deux corps cylindriques A et B, fondus d'une même pièce, dans lesquels sont disposés des pistons A^2 et B^2 (fig. de détails, fig. 5 et 6).

L'un des corps, celui A, est une véritable pompe à air, mise en mouvement par la transmission du moteur, et l'autre, celui B, un réservoir dans lequel se rend l'air refoulé par la pompe.

Le cylindre ou réservoir B est dit aussi *le régulateur* proprement parlant. Son intérieur renferme un piston B^2 dont la tige, s'élevant hors du cylindre, est munie d'un contre-poids P et se termine ensuite par une partie dentée formant crémaillère.

Comme on le verra dans un instant, ce sont précisément les variations de hauteurs du piston B^2 et de sa tige, suivant les changements de vitesse du moteur, qui sont transmises à la vanne K, afin de modifier la dépense.

Pour établir cette relation entre le piston du régulateur et la vanne, on dispose un axe horizontal O qui, partant de l'intérieur de l'usine, se prolonge extérieurement suivant toute la largeur de la roue; cet arbre porte des poulies J sur lesquelles passent les chaînes *l*, qui supportent chacune, d'un bout, une tringle *m* à laquelle la vanne K se trouve suspendue, et de l'autre, un contre-poids *n* destiné à faire équilibre à la vanne et à son équipage.

L'arbre O est également muni d'un pignon d'engrenage *p* auquel correspond la crémaillère L qui surmonte la tige B' du piston B^2.

Par conséquent, on concevra facilement comment le régulateur peut agir sur la vanne, à l'aide de cette transmission.

Si nous admettons, pour l'instant, les mouvements verticaux du piston B^2, par suite du jeu de la pompe A, on voit que ces mouvements doivent avoir pour résultat, par l'engrenage du pignon *p* et de la crémaillère L, de faire tourner l'arbre O dans un sens ou dans l'autre, et, par suite, lever la vanne ou la laisser descendre.

Maintenant, pour avoir l'idée complète des fonctions de tout l'appareil, il suffira d'examiner en détail la construction du régulateur.

Construction du régulateur. — La fig. 5 est une coupe verticale passant par l'axe, de l'ensemble du double corps, qui comprend la pompe et le réservoir d'air régulateur;

La fig. 6 en est une coupe horizontale passant au-dessus du fond des cylindres.

Ces figures indiquent, comme nous l'avons déjà fait remarquer, que l'appareil se compose de deux cylindres A et B, fondus ensemble et boulonnés sur un même socle C en fonte, qui constitue leur fond, et porte une partie des soupapes nécessaires au jeu de l'appareil.

Les deux cylindres sont alésés très-exactement; celui A, du corps de pompe, dans lequel se meut le piston A^2, est fermé par un presse-étoupes de fonte *d*, pour qu'aucune déperdition d'air ne puisse avoir lieu par le passage de la tige verticale A'. Une boîte à étoupes semblable devient inutile pour la fermeture du cylindre régulateur B, puisque dans celui-ci l'air ne pénètre qu'au-dessous du piston pour le maintenir et le soulever; aussi a-t-on simplement vissé sur le couvercle un collet en bronze *d'* qui sert de guide à la tige B'.

La partie supérieure du réservoir B est mise, du reste, en communication avec l'atmosphère par un petit canal *o* pratiqué au-dessous du couvercle.

Les deux pistons sont entièrement en métal et d'une construction semblable, sauf une forte épaisseur de fonte a', dont est recouvert celui B^2, pour former avec le contre-poids P un poids total équilibrant la pression de l'air comprimé dans le cylindre par la pompe.

Ces pistons se composent chacun de deux plateaux de fonte a et b, entre lesquels sont retenus deux segments d'acier e, ouverts sur leur circonférence. Un troisième plateau, disposé intérieurement, est muni de ressorts à boudin qui appuient sur le plateau supérieur a, tendent à le faire descendre et, par suite, au moyen de plans inclinés disposés sur sa circonférence extérieure, fait ouvrir les segments pour les forcer à s'appliquer contre l'intérieur des cylindres.

Ces différentes soupapes sont formées chacune d'un levier aplati circulairement à l'une de ses extrémités, laquelle est garnie d'un cuir g retenu au centre par une vis. Ce cuir vient s'appliquer fortement sur le siége ou rebord circulaire qui entoure l'orifice d'entrée ou de sortie de l'air par l'effet de la pression des ressorts méplats f, lesquels forcent les leviers à rester dans la position horizontale; il n'y a que le refoulement ou l'aspiration du piston A^2, qui les force à osciller sur leurs centres respectifs en faisant fléchir les ressorts.

Le levier de la soupape d'aspiration F, vue en détail, fig. 7 et 8, diffère des trois autres en ce qu'il présente une partie circulaire à jour pour le passage de la boîte à étoupes fondue avec le couvercle.

Le cylindre A, ou corps de pompe, est muni de deux soupapes d'aspiration : l'une F, à la partie supérieure, communiquant avec l'atmosphère par un petit canal k; l'autre F', placée sur une ouverture pratiquée dans le socle C, et communiquant aussi avec l'extérieur.

Les deux cylindres A et B sont mis en communication par deux canaux h et i, ménagés, le premier, h, sous le socle C, et mettant en rapport les capacités comprises au-dessous des deux pistons; et le deuxième, i, dans l'épaisseur même de la cloison de fonte mitoyenne pour les deux corps, et mettant en communication la capacité supérieure du cylindre A avec celle inférieure du cylindre B, par un orifice que ferme la soupape G'.

Un autre canal j, ménagé à côté de celui précédent i, s'ouvre librement dans la capacité inférieure du cylindre B, et, après s'être élevé verticalement, se recourbe pour venir aboutir à l'extérieur de l'appareil, où il se termine par un robinet avec cadran indiquant son degré d'ouverture.

Ceci exposé, voyons ce qui se passe lorsque le piston A^2 est en mouvement, ainsi que nous l'avons dit, par la transmission du moteur.

Jeu de l'appareil. — Lorsque ce piston descend, la soupape F s'ouvre et le cylindre A se remplit d'air atmosphérique; la communication établie entre les deux cylindres par le canal i est naturellement interrompue par la soupape G', que le pression intérieure du cylindre B fait appliquer sur son siége. Mais l'air qui existe sous le piston A^2 se trouvant refoulé, passe par le canal h, et, soulevant la soupape G (fig. 6), il pénètre dans le réservoir B, sous son piston B^2.

Lorsque ce même piston remonte, au contraire, l'air qui s'était introduit au-

dessus de lui pendant la période précédente de son mouvement, est refoulé, à son tour, et, passant par le canal *i*, arrive encore dans la partie inférieure du cylindre B, en soulevant la soupape G′.

Pendant ce même mouvement, la soupape F est restée fermée ; celle F′ s'est levée en laissant entrer l'air atmosphérique sous le piston A^2, lequel air ne peut pas pénétrer, pour l'instant, dans le réservoir B, en étant empêché par la soupape G.

Ainsi, chaque mouvement ascensionnel ou descensionnel du piston A^2 amène un nouveau volume d'air sous le piston B^2 par les canaux *i* ou *h*. Cet air s'y comprimerait indéfiniment ou soulèverait le piston B^2 de plus en plus, s'il ne lui était pas ménagé d'échappement; mais cet échappement existe par le canal *j*, muni du robinet extérieur dont nous avons parlé ci-dessus.

Donc, en résumé, l'air amené au fur et à mesure sous le piston B^2 se comprime d'abord jusqu'à une pression capable de soutenir le poids de ce piston et de son équipage.

A partir de cet instant, si le nombre de coups de piston de la pompe, dans un temps donné, ne varie pas, chaque nouveau volume d'air amené sous le piston B^2 en est aussitôt renvoyé et s'échappe au dehors en passant par le canal *j*, par l'effet du poids du piston B^2, qui exerce une pression continuelle sur l'air confiné au-dessous de lui, et le chasserait même complétement s'il n'était pas toujours renouvelé par la pompe.

Cet équilibre se maintient à la condition que les volumes d'air envoyés par la pompe restent égaux à ceux qui s'échappent au dehors.

Si nous admettons maintenant que le nombre de coups de piston diminue, par suite d'un ralentissement du moteur provenant d'une augmentation de résistance, les volumes qui s'échappent restant les mêmes, puisque le canal *j* ne change pas d'ouverture, le volume total contenu sous le piston B^2 tend nécessairement à diminuer, par suite ce dernier s'abaissera; mais nous avons vu que ce mouvement aurait pour effet de faire lever la vanne auxiliaire K : par conséquent la dépense d'eau étant augmentée, le moteur reprendra sa marche normale, et, au fur et à mesure qu'il y reviendra, les volumes d'air fournis au réservoir B augmenteront, le piston B^2 reviendra également à sa hauteur ordinaire.

En supposant le contraire, que le nombre de coups de piston de la pompe augmente, le réservoir B recevant plus d'air qu'il ne s'en échappe, le piston B^2 s'élèvera, et les effets, exactement inverses à ceux ci-dessus, se produiront pour ramener le moteur à sa vitesse normale.

Nous ajouterons, pour mieux faire comprendre ce fonctionnement, les observations suivantes :

1° Les volumes d'air fournis au réservoir par la pompe sont *variables* et proportionnels au nombre de coups de piston, c'est-à-dire dépendent de la vitesse de la popme, laquelle correspond à celle du moteur,

2° Les volumes d'air qui s'échappent du réservoir sont *fixes*, et ne dépendent que du poids du piston B^2 et de son équipage, et de la section du canal *j*, ou plutôt du degré d'ouverture ménagé à son robinet extérieur.

De ces observations, qui nous permettent de résumer en deux points l'ensemble des fonctions du régulateur, nous en déduisons les résultats principaux suivants :

1° L'immobilité du piston B^2, ou la fixité de la vanne additionnelle K de régularisation, qui en est la conséquence, n'est obtenue que lorsque le piston A^2 marche avec une vitesse fixe déterminée suivant celle normale que le moteur doit conserver ;

2° Mais cette vitesse peut être très-bien modifiée à volonté en changeant la section du conduit d'échappement *j*, ce qui se fait par le robinet extérieur muni, à cet effet, d'une aiguille et d'un cadran indicateur gradué suivant les vitesses différentes que l'on veut donner au moteur.

Les avantages que l'on obtient dans la pratique par l'emploi du régulateur à air en général, consistent, d'une part, dans l'instantanéité des effets obtenus et dans une très-grande sensibilité.

D'un autre côté, l'étendue des limites de vitesse que l'on peut régler par ce genre d'appareil est beaucoup plus grande que celle obtenue à l'aide du pendule conique, dont la marche cesse d'être régulière et efficace lorsqu'elle s'éloigne de la condition normale.

En un mot, il est certain que, comparé au régulateur à boules dans un grand nombre de cas, et, en particulier, pour les roues hydrauliques, le régulateur à air lui est de beaucoup préférable. Cette distinction qui, du reste, a valu à son auteur primitif, M. Molinié, les rapports les plus favorables des sociétés savantes n'est, aujourd'hui, aucunement mise en doute parmi les industriels et les ingénieurs.

Remarquons toutefois, après avoir fait la part de ses mérites, qu'il est bon de noter une difficulté qui se rencontre dans certaines applications.

La légèreté relative des organes composant l'ensemble de la transmission à la vanne exige que celle-ci ne présente qu'une faible résistance, pour ne pas être dans l'obligation de donner à l'appareil régulateur des proportions trop considérables. Or, pour les moteurs hydrauliques d'une grande largeur, il serait tout à fait inapplicable, si on ne le faisait pas agir sur une vanne additionnelle équilibrée.

Quant aux dispositions différentes de ses applications, elles peuvent être assez aisément comprises, en examinant ce qui a lieu pour la roue à augets que nous avons représentée planche 21. Il est, cependant, des cas où le constructeur éprouve les plus grandes peines à en faire l'application à cause de la difficulté de placer et d'équilibrer la vanne additionnelle. Pour les machines à vapeur, il n'en est pas de même, parce que le régulateur ne doit agir que sur une valve mobile qui offre toujours très-peu de résistance.

En commençant cet article, nous avons dit que M. Larivière était l'auteur d'un appareil analogue à celui de M. Branche ; nous pouvons à présent en faire connaître le caractère principal.

L'appareil de cet inventeur diffère de celui qui vient d'être décrit, en ce qu'au lieu d'agir par la compression de l'air qui maintient le piston régulateur plus ou moins élevé, il fonctionne au moyen du vide que l'on fait au-dessus du piston, et de la pression atmosphérique qui agit en dessous. Ce système est particulièrement appliqué dans les usines qui fonctionnent par moteurs à vapeur.

M. Moison, ingénieur, a également imaginé un système de régulateur qui repose, en principe, sur l'application du mouvement différentiel et sur la résistance de l'air ou d'un liquide qui agit sur des palettes possédant un mouvement de rotation plus ou moins rapide (1).

Enfin nous terminerons cette notice sur les moyens employés pour régulariser la vitesse et la puissance des moteurs, en insistant de nouveau sur l'importance du résultat à obtenir par leur emploi.

Il n'est pas de manufacturier qui ne connaisse les inconvénients d'un moteur mal réglé. En effet, on en peut craindre tous les genres d'accidents possibles, accidents qui parfois peuvent atteindre les proportions des plus grands désastres.

Que ne peut-il pas arriver avec un moteur puissant, dépourvu de moyens certains de régularisation, lorsque, par suite de négligence (faute très-fréquente), on arrête subitement une partie importante des appareils commandés?

Altération profonde des produits en cours de fabrication, ruptures de transmission, destruction des édifices par suite de ces ruptures, morts, ou au moins blessures graves, etc., etc.

D'autre part, en retranchant même les accidents, certaines fabrications ne peuvent pas exister sans une régularité de marche parfaite.

On a reconnu que des établissements de filature et de tissage mécanique obtenaient à la fois de meilleurs produits et plus de travail, dans le même temps, avec des moteurs bien réglés, donnant des vitesses très-régulières.

Du reste, dans certaines manufactures citées comme modèles, en Alsace, dans le Nord et dans quelques autres contrées de la France, la régularité est telle que le nombre de tours de la machine motrice est mis en rapport avec une horloge placée dans la chambre même du moteur.

En résumé on devrait, selon nous, non-seulement remplacer les régulateurs défectueux par de meilleurs, mais encore encourager les essais des inventeurs qui se sont voués au perfectionnement de ces indispensables appareils.

Si nous nous permettons cette réflexion, c'est qu'il nous semble que le contraire existe actuellement, ou à peu près, et que beaucoup de moteurs sont encore munis de ces régulateurs primitifs, comme si leur service était seulement supportable, et qu'il n'en n'existât pas de plus parfaits.

(1) Les deux systèmes de régulateurs de MM. Larivière et Moison ont été décrits dans les Ier et XIIIe vol., du *Génie industriel*, par MM. Armengaud frères.

FIN DU CHAPITRE TREIZIÈME

CHAPITRE XIV

INSTRUCTION PRATIQUE RELATIVE A L'EMPLOI DU FREIN DYNAMOMÉTRIQUE DANS LES EXPÉRIENCES SUR LES MOTEURS

On peut affirmer que les progrès accomplis dans l'établissement des moteurs est dû, après la nécessité même d'en obtenir le plus d'effet possible, aux instruments qui permettent de mesurer la quantité d'action produite avec exactitude, après avoir aussi estimé très-rigoureusement la quantité totale de puissance disponible.

De la précision de cette double opération dépend, pour ainsi dire, l'avenir d'un moteur déterminé, dont on peut seulement de cette façon connaître les défauts et les qualités.

De cette même précision dépend encore ce que nous appellerons une des conditions importantes de l'équilibre industriel, celle qui établit l'accord entre le mécanicien qui exécute le moteur et le fabricant ou le manufacturier qui l'emploie; de plus il en résulte la véritable valeur à attribuer au produit fabriqué mécaniquement par la connaissance exacte de la puissance absorbée.

Sans doute, on dira que la valeur absolue du moteur et ses frais d'entretien servent ordinairement à établir cette base; mais la valeur même de ce moteur ne dépend-elle pas de son produit réel ou de la quantité de travail qu'il développe?

Tout le monde est certainement d'accord avec nous sur ces différents points, qu'il nous suffit de signaler en passant. Comment donc opère-t-on pour connaître le rendement d'un moteur? (Nous ne parlons pour l'instant que des moteurs hydrauliques.)

On mesure la hauteur de chute et la quantité d'eau débitée par le cours; on sait que le produit de ces deux quantités est équivalent à la puissance brute disponible.

Pour avoir la puissance réelle développée par le moteur, dans ces conditions, on lui crée une résistance factice à l'aide d'un instrument disposé pour en faire connaître la valeur approximative.

Cette résistance, connue et mesurée, est le résultat cherché.

En divisant la quantité trouvée dans l'expérience par la précédente indiquant *la puissance brute et disponible*, le quotient fractionnaire, qui en résulte, est ce que l'on appelle *le rendement* ou *l'effet utile du moteur*.

L'instrument employé pour l'expérience est connu sous le nom de *frein dynamométrique de Prony*, du nom de l'illustre savant qui l'a imaginé, vers les dernières années du siècle précédent.

Comme on a vu, au commencement de cet ouvrage, les différentes règles pratique que l'on peut employer pour mesurer le débit d'un cours d'eau dans des conditions déterminées, opération qui, avec la hauteur de la chute, constitue la première partie de l'épreuve, c'est-à-dire la force brute disponible, nous n'avons évidemment rien à ajouter à cet égard. Ces règles étant bien connues, nous allons décrire le principe du frein, sa construction et son emploi.

PRINCIPE FONDAMENTAL DU FREIN DE PRONY

Un travail ayant pour expression un chemin parcouru par un poids dans un temps donné, l'idée la plus simple que l'on puisse se faire de la façon d'estimer le travail d'un moteur serait un poids suspendu à une corde s'enroulant sur un tambour mis en rotation le plus directement possible par le moteur dont on veut connaître la puissance, ce poids constituant la résistance que le moteur doit vaincre. Le produit de la vitesse à la circonférence du tambour multipliée par le poids serait le travail cherché.

Mais on comprend que plusieurs raisons s'opposent à ce que l'on puisse opérer ainsi.

D'abord, pour que l'expérience eût une durée suffisante, il faudrait, dans la plupart des cas, un puits d'une grande profondeur pour y faire monter le poids. Ensuite ce poids atteindrait souvent une énergie trop considérable pour pouvoir être aisément manié.

Au lieu de cette disposition impraticable on emploie l'appareil proposé par M. de Prony, avec lequel la résistance factice que le moteur doit vaincre est engendrée par un frottement énergique exercé, supposons-le d'abord ainsi, à la circonférence du tambour qui figurait dans l'expérience hypothétique ci-dessus; le travail développé sera encore exprimé par le produit de la vitesse du tambour et du frottement exercé : c'est la mesure de ce dernier qui reste à déterminer.

Lorsqu'on presse sur une surface, par un procédé quelconque, il peut être très-aisé de connaître exactement cette pression; mais il n'en est pas de même du frottement qui en résulte, puisqu'il dépend de l'état des surfaces en contact et que la valeur n'en peut être déterminée que par des expériences directes.

La disposition ingénieuse du frein de Prony permet justement de ne pas avoir égard au rapport de la pression au frottement et d'évaluer directement ce dernier, qui doit devenir l'un des facteurs du produit cherché.

Ainsi, en principe,

L'emploi du frein dynamométrique de Prony, pour l'estimation du travail d'un moteur, consiste dans la création d'une résistance, exprimable en poids, à la circonférence d'un tambour en mouvement dont on mesure la vitesse linéaire dans l'unité de temps.

Nous allons voir maintenant sa disposition pratique.

CONSTRUCTION DU FREIN

La fig. 73 représente la disposition la plus usuelle du frein de Prony et son application à une expérience.

Fig. 73.

Cet instrument se compose, en principe, de deux mâchoires de bois C et E, embrassant par sa circonférence une poulie à gorge, en fonte, B, que l'on monte sur l'arbre A qui transmet la puissance à mesurer.

Cette poulie est en deux pièces réunies par des boulons, afin de pouvoir les poser sur telle partie d'un axe de transmission sans rien démonter des organes qu'il porte déjà ou de ceux qui servent à le supporter lui-même.

D'autre part, comme la poulie B fait en quelque sorte partie de l'instrument et qu'elle doit s'appliquer sur des arbres de diamètres différents, son moyeu est muni de quatre vis de centrage, à l'aide desquelles on l'assujétit très-fortement sur l'axe dont le diamètre est supposé plus faible que l'alésage du moyeu.

Il peut arriver que la poulie soit faite exprès pour une expérience : alors elle est alésée juste au diamètre convenable et calée par les moyens ordinaires.

Les deux mâchoires en bois, dont l'une C est un levier d'une certaine longueur, tandis que l'autre E est un simple chapeau, sont réunies par deux boulons G qui servent à les rapprocher l'une de l'autre pour opérer le serrage contre la circonférence de la poulie B qu'elles entourent en épousant sa courbure; seulement, quand le diamètre de la poulie est un peu considérable on interpose entre les deux mâchoires deux cales F, pour que la circonférence se trouve com-

plétement enveloppée, mais en observant de laisser entre ces cales et le chapeau E un certain jeu pour le serrage.

La mâchoire C, ou plutôt le bras ou levier du frein, porte à son extrémité un plateau de balance D, sur lequel on place les poids qui doivent servir à mesurer l'intensité de la friction exercée sur la poulie par le serrage des boulons G.

Avec ce premier aperçu de la construction du frein il sera facile d'expliquer sa fonction physique.

L'arbre sur lequel on veut expérimenter étant arrêté, on y place la poulie que l'on fixe très-solidement par les vis de centrage, puis on l'entoure des mâchoires de bois, mais sans serrer fortement les boulons; on suspend ensuite le plateau de balance qui doit recevoir les poids, puis, dans cette situation, c'est-à-dire le frein complété, on l'équilibre sur la poulie, en attachant un poids convenable au bras du levier, à son extrémité opposée à celle où se trouve suspendue le plateau de balance.

On comprend facilement qu'il s'agit d'établir la tare exacte du grand bras de levier C et du plateau D, de façon que les poids qui s'y trouveront placés indiquent avec précision la mesure cherchée, sans avoir à tenir compte de la pesanteur même de l'instrument, et afin de pouvoir considérer ses organes par leurs axes purement géométriques, sans pesanteur aucune.

Pour opérer cette tare avec exactitude, on serre les boulons tout juste assez pour que les mâchoires se mettent en contact avec la poulie, et qu'on puisse faire osciller le frein à la main avec facilité. C'est dans cette situation que l'on place des poids à l'extrémité de la courte branche du levier jusqu'à ce que l'ensemble se tienne immobile, dans la position horizontale.

On peut aussi, pour se garantir des erreurs qui pourraient résulter d'un peu trop de serrage de la part des boulons G, desserrer ceux-ci suffisamment afin de laisser un centimètre de jeu environ, entre le diamètre de la poulie et l'écartement des mâchoires en bois, puis, en soulevant un peu le frein, interposer entre sa mâchoire supérieure et la poulie une petite pièce de fer, ronde ou triangulaire, sur laquelle le frein venant se reposer, se trouve dans la situation d'un fléau de balance suspendu sur un couteau, de façon à rendre ses oscillations très-sensibles.

Opérant d'une façon ou de l'autre, une fois que le frein est équilibré, on peut commencer les opérations.

On resserre légèrement les boulons, puis on maintient l'extrémité du bras C entre deux points très-solides I, qui, tout en lui laissant une certaine latitude pour osciller, l'empêchent de quitter la position horizontale, et surtout de s'emporter en suivant le mouvement circulaire de l'arbre A.

Remarquons tout de suite que l'un des deux points d'appui, celui qui se trouve placé à l'opposé de la direction que le frein tend à prendre, doit être exclusivement d'une très-grande rigidité, celui inférieur ne devant servir qu'à empêcher le bras C de s'abaisser complétement dans les moments d'arrêt.

Pour procéder aux expériences on commence par débrayer toutes les transmissions ou les appareils, de façon que l'arbre n'ait à surmonter que la résistance de l'instrument d'épreuve; puis on met le moteur en marche, mais progressivement et avec

précaution, afin d'éviter les accidents qui pourraient résulter de la grande vitesse de l'arbre, auquel rien ne résiste encore.

Mais au fur et à mesure que l'arbre commence à tourner, on serre les boulons G du frein ; la friction qui en résulte sur la poulie B fait prendre au frein une tendance au mouvement circulaire, par entraînement, dans le même sens que l'arbre ; et ce mouvement se produirait, en effet, sans l'arrêt I contre lequel le bras C vient butter.

Par conséquent, l'ensemble du frein ne pouvant tourner, la poulie B tourne seule avec l'arbre et frotte contre les mâchoires de bois en surmontant la résistance engendrée par le serrage des boulons. Si on laissait ce frottement s'effectuer à sec, le bois brûlerait : mais on évite cet inconvénient en versant continuellement de l'eau pure ou de savon, dans un grand entonnoir en fer-blanc H, ajusté comme un godet graisseur sur le chapeau E, et communiquant avec des rigoles pratiquées dans les parois du bois en contact avec la poulie.

En mettant des poids dans le plateau D, en quantité suffisante, il arrive un instant où le frein ne montre plus de tendance à toucher ni l'un ni l'autre des arrêts.

C'est le moment d'équilibre cherché. On maintient alors cet équilibre pendant un certain temps, en serrant les boulons G et en ajoutant des poids dans le plateau jusqu'à ce que l'arbre A ait pris sa vitesse normale dans une condition déterminée du moteur, soit la valeur de la levée de la vanne pour un moteur hydraulique, et en constatant, avec la plus grande exactitude, le nombre de révolutions effectué par l'arbre dans une minute.

On possède alors tous les éléments nécessaires pour faire l'évaluation demandée, savoir :

1° L'intensité du frottement exercé contre la poulie du frein, ou la résistance, *en kilogrammes*, surmontée par l'arbre à une certaine distance de son centre ;

2° La vitesse avec laquelle se meut la circonférence ayant cette distance pour rayon et exprimée en mètres.

Nous allons examiner les conditions théoriques de l'équilibre du frein pendant l'expérience et indiquer comment on en déduit, suivant le but proposé, la quantité de travail transmise par l'arbre.

CONDITIONS D'ÉQUILIBRE DU FREIN

Les boulons G, servant à rapprocher les mâchoires du frein, transmettent un certain effort que l'on exerce en tournant leurs écrous lorsqu'on veut donner du serrage et augmenter la résistance éprouvée par la poulie.

Quelle que soit cette pression exercée par la main au moyen des écrous et transmise par les boulons, il en résulte un certain effort tangentiel à la circonférence de la poulie que cette dernière est obligée de surmonter pour tourner.

On peut rendre sensible la valeur de cet effet en supposant qu'au lieu que la poulie tourne, on vienne, au contraire, agir à l'extrémité du levier C, en exerçant

un certain effort pour entraîner le frein autour de la poulie en surmontant la résistance due au serrage.

Il est évident que, dans cette circonstance, le frein, considéré comme un levier du premier genre, ayant pour grand bras la longueur L, et pour petit bras le rayon r de la poulie B, à fond de gorge, l'effort exercé à l'extrémité de L, pour faire osciller le frein, pourrait être équilibré au moyen d'un poids, mais plus énergique, qui serait suspendu à l'extrémité du petit bras r.

Par conséquent, ce poids, qui serait suspendu au petit bras r, c'est précisément l'effort tangentiel qui s'exerce à la circonférence de la poulie en raison du serrage des boulons; et dans l'expérience ce sont les poids mis dans le plateau D qui lui font équilibre et peuvent en donner la mesure, en tenant compte de l'inégalité des bras de leviers L et r. Seulement, c'est la poulie qui se meut et le levier qui est immobile, contrairement à notre hypothèse, mais ce qui ne change rien aux conditions d'équilibre.

En résumé, le frein dynamométrique de Prony est une simple balance romaine, mesurant une pression engendrée par le serrage plus ou moins énergique de coussinets en bois contre une poulie en mouvement.

Maintenant que les effets de l'instrument se trouvent complétement démontrés, leur évaluation en nombres ne présente aucune difficulté.

ÉVALUATION DES RÉSULTATS

Lorsqu'un frein a fonctionné, pour une expérience, pendant un temps suffisant pour qu'il soit possible d'admettre que les conditions trouvées sont bien normales et non momentanées ou accidentelles, on arrête l'expérience après avoir pris note exactement de deux conditions uniques :

La charge p *sur le plateau* D *et le nombre* n *de tours effectués par l'arbre*, les autres conditions nécessaires au calcul, qui ne dérivent que des dimensions du frein, pouvant toujours être déterminées.

Nous rappelons que l'on ne cherche aussi que deux choses: l'effort surmonté par la circonférence de la poulie et la vitesse de cette circonférence.

Or, cet effort, que nous désignerons par P, est égal au poids déposé dans le plateau, multiplié par le rapport inverse des bras de levier L et r;

Et si p représente ce poids, on a :

$$P = p \frac{L}{r}.$$

D'autre part, la vitesse v à la circonférence de la poulie étant déterminée par le calcul ordinaire, on a, pour le travail utile cherché :

$$F = Pv.$$

Mais une simple remarque nous permet de simplifier un peu cette opération. Si

nous considérons deux cercles dont l'un soit d'un rayon r et l'autre d'un rayon L, il est évident qu'à vitesses angulaires égales, les vitesses circonférentielles v et V seront entre elles comme les rayons.

Mais puisque les poids P et p, qui se font équilibre aux extrémités de ces rayons, leur sont, au contraire, inversement proportionnels, on peut établir la proportion suivante :

$$v : V :: p : P, \quad \text{d'où } P v = p V,$$

ce qui indique que le travail utile cherché est égal :

Au produit du poids déposé dans le plateau par la vitesse circonférentielle d'un cercle ayant le levier L *pour rayon et qui tourne à la même vitesse* n *que la poulie* B.

Cela revient à dire encore que le résultat ou produit cherché est indépendant du diamètre de la poulie B et n'a pour facteurs que : la longueur L du bras de levier C, le poids p mis dans le plateau et la vitesse de rotation de l'arbre A.

Exemple de l'application de la règle précédente. — Soit une expérience proposée dans laquelle on trouve que le frein est maintenu en équilibre dans les conditions suivantes :

Longueur du bras du frein......... $L = 2^m50$
Poids posé sur le plateau........... $p = 100$ kil.
Vitesse de rotation de l'arbre....... $n = 50$ tours par 1'.

La puissance, en kilogrammètres, transmise par l'arbre, égale

$$F = pV = 100 \times \frac{60 \times 2 \times 3{,}1416 \times 2^m5}{60} = 1309 \text{ kilogrammètres},$$

et en chevaux,

$$\frac{1309}{75} = 17^{ch}45,$$

ce qui est la force réellement disponible que le moteur développe, et qu'il transmet par l'arbre sur lequel le frein a été placé.

DIMENSIONS DES PIÈCES PRINCIPALES DU FREIN.

Si les résultats cherchés sont théoriquement indépendants de la plupart des dimensions des pièces qui composent le frein dynamométrique, cela ne signifie pas que ces dimensions puissent convenir, sans varier, dans toutes les circonstances.

Il est, au contraire, rigoureusement indispensable que les dimensions des pièces soient recherchées, et, pour ainsi dire, calculées dans chaque cas différent.

En effet, à part les sections transversales du bras de levier et du chapeau E, qui doivent répondre au poids du plateau et à l'effort exercé par le serrage des bou-

lons, l'intensité approximative de ce poids doit être connue, afin de rester dans les limites convenables pour la facilité de l'opération. D'autre part, le serrage des boulons doit être de même apprécié pour donner à ceux-ci la section suffisante.

Or, l'intensité du poids dépend de la puissance à mesurer, de la vitesse de rotation de l'axe et de la longueur que l'on donnera au bras de levier C.

Le serrage des boulons dépend de l'effort tangentiel à opposer au mouvement de la poulie, lequel effort variera, pour une même puissance et une même vitesse, suivant la distance à laquelle il sera exercé du centre de l'axe de rotation, distance qui n'est autre chose que le rayon de la poulie B.

Mais le serrage direct par les boulons dépend encore du rapport entre la pression et le frottement qui en résulte entre les surfaces de la poulie et du bois composant le frein, frottement qui équivaut à l'effort tangentiel à produire.

Ainsi, avant de construire un frein, pour une expérience déterminée, il est nécessaire de faire une évaluation préalable approximative de toutes les conditions dans lesquelles il se trouvera, afin de ne pas s'exposer à voir les pièces se rompre, ou devenir tout à fait insuffisantes.

Faute de faire cette recherche, il pourrait arriver que le poids à mettre dans le plateau de balance devînt trop considérable ou que les boulons fussent trop faibles pour résister au serrage nécessaire.

En dehors de l'obligation de remplir les conditions voulues, il reste aussi les accidents à éviter, une expérience au frein présentant, par sa nature même, des dangers réels, mais dont on peut se mettre à couvert par de sages précautions.

Recherchons donc trois dimensions principales :

1° Intensité du poids p;

2° Longueur du bras de levier, qui se combine avec le poids p;

3° Serrage et diamètre des boulons.

Intensité du poids p et longueur du levier C. — La puissance F étant connue, approximativement, on se donnera *à priori* la longueur du bras de levier ou l'intensité du poids, et de l'une des deux on déduira l'autre.

Le résultat fera connaître si les conditions données ou trouvées peuvent être conservées, si le bras du levier est trop long pour être facilement logé ou manœuvré, ou si le poids est trop considérable pour être supporté par le plateau.

Si c'est la longueur du levier que l'on se donne *à priori*, on cherchera la vitesse v du cercle ayant cette longueur pour rayon et tournant à la vitesse de l'arbre; le quotient de la puissance approximative F, par cette vitesse, sera égal au poids à placer dans le plateau.

Exemple. — Soit une puissance estimée au maximum, à 1200 kilogrammètres, et transmise par un arbre faisant 45 révolutions par minute.

Si l'on donnait 3 mètres au levier C, quel serait le poids à mettre dans le plateau?

On trouverait, d'abord pour la vitesse v :

$$v = \frac{45 \times 2 \times 3{,}1416 \times 3^{m}}{60} = 14^{m}136,$$

et ensuite, pour le poids p à déposer dans le plateau :

$$p = \frac{1200}{14^m 136} = 84{,}89 \text{ kil.}$$

Ainsi, il faut avoir à sa disposition un poids de 85 kilogrammes, auquel le bras du frein devra résister.

On pourrait opérer directement, en disant :

$$p = \frac{F}{v} = \frac{60\,F}{n \times 2\pi \times L} = \frac{60 \times 1200}{45 \times 2 \times 3{,}1416 \times 3^m} = 84^k 89.$$

Si le poids était au contraire fixé, ou au moins ses limites extrêmes, il suffirait de faire l'opération inverse pour trouver la longueur du bras C.

Exemple. — Avec les mêmes conditions que précédemment, supposons que l'on ne puisse disposer, au maximum, que d'un poids de 60 kilogrammes.

On trouverait pour la vitesse à l'extrémité du levier:

$$v = \frac{1200}{60^k} = 20^m$$

et comme la formule ci-dessus peut s'écrire :

$$v = \frac{n \times 2\pi L}{60''},$$

on en déduit, pour la longueur cherchée de ce levier:

$$L = \frac{60''\,v}{n \times 2\pi} = \frac{60 \times 20}{45 \times 2 \times 3{,}1416} = 4^m 24.$$

Serrage des boulons. — Nous avons dit que la pression à exercer sur la poulie B du frein, au moyen des boulons, dépendait de la puissance même du moteur, de la vitesse de l'arbre et de la distance du centre à laquelle cette pression s'exerce. On a dit aussi que la pression tangentielle à produire étant le résultat d'un frottement dû au serrage, celui-ci dépend encore de l'état des surfaces en contact.

Donc, pour un cas déterminé, la puissance et la vitesse constituant des données invariables, il s'agit de connaître le diamètre que la poulie B doit avoir pour que la pression à exercer soit maintenue dans les limites convenables pour la pratique.

Pour faire cette appréciation on devra d'abord se fixer sur le mode de lubrification à employer, attendu que si l'on fait usage d'eau pure ou d'eau de savon, le rapport de la pression au frottement étant différent dans les deux cas, le serrage des boulons devra varier dans un rapport correspondant, et pour un même effort tangentiel à produire.

D'après M. Morin, la valeur du frottement d'un tourillon en fonte sur des coussinets en bois peut être mesurée par les 18/100 de la pression directe, lorsque les surfaces ne sont lubrifiées qu'avec de l'eau pure. Si on employait de l'eau de savon ce coefficient descendrait probablement à 15/100 ou 14/100 environ.

Quel que soit cependant le mode employé, appelant toujours P l'effort tangentiel à produire, et f le rapport entre la pression et le frottement, le serrage s à exercer au moyen des boulons sera exprimé par

$$s = \frac{P}{f}.$$

Cet effort devra être exercé par deux boulons seulement, attendu qu'un plus grand nombre serait difficile à régler, à moins qu'ils ne fussent réunis deux à deux par des pignons d'engrenage, ce qui ne se fait pas ordinairement.

Par conséquent, si nous remarquons que les boulons dont on se sert en pareil cas ont des dimensions à peu près les mêmes, variant seulement dans des limites peu étendues, le problème se résumera à chercher leurs résistances, à en prendre une pour moyenne et l'égaler à la valeur précédente.

La relation qui en résultera, permettant d'en tirer la valeur de P, conduira également à la détermination cherchée du diamètre de la poulie.

Ainsi, admettons la série suivante de boulons, dont les résistances, par centimètre carré de section, soient portées à un maximum de 300 kilogrammes (1).

DIAMÈTRE des boulons	SECTION transversale.	RÉSISTANCE totale à la traction.	MOYENNE.
millim.	cent. carré	kilog.	
20	3.14	942	
30	7.07	2121	2278 kilog.
40	12.57	3771	

On en peut conclure que le serrage direct à exercer ne doit guère excéder 7500 kilogrammes à l'aide de deux boulons seulement, puisque les plus forts ne permettent pas chacun une traction de plus de 3800 kilog.

Prenons pour exemple 4000 kilog. pour deux boulons de 30 millim., et cherchons la valeur de P pour un cas déterminé, en supposant l'emploi de l'eau pure pour lubrifier le frein et l'empêcher de s'échauffer, ce qui nous permet d'admettre 0,18 pour f, le coefficient de frottement. On aura donc :

$$s = \frac{P}{0,18} = 4000, \text{ d'où } P = 4000 \times 0,18 = 720^{k}.$$

Par conséquent, il devient très-facile de connaître le diamètre de la poulie à employer, pour n'avoir que cette résistance à lui faire surmonter, puisqu'il suffit de faire le raisonnement suivant :

$$P = \frac{F}{V};\ V = \frac{n \times 2\pi R}{60};\ \text{d'où } P = \frac{60\,F}{n \times 2\pi R};$$

(1) Voir le VIIIe volume de la *Publication industrielle* pour la proportion uniforme des boulons et des écrous

et, en résumé, le rayon R de la poulie devient :

$$R = \frac{60\,F}{P \times n \times 2\pi}.$$

Exemple. — Suivant les données précédentes, quel est le rayon à donner à la poulie, la puissance à mesurer étant évaluée *à priori* à 1500 kilogrammètres, et le nombre de tours étant de 50 par minute ?

On trouverait :

$$R = \frac{60 \times 1500}{720 \times 50 \times 2 \times 3{,}1416} = 0^{m}40.$$

La poulie devrait donc avoir, à fond de gorge, un diamètre de 80 centimètres. Si ce diamètre était trop grand, on serait obligé de supposer des boulons plus forts et de recommencer le calcul. Si le diamètre trouvé était faible au contraire, et qu'on pût l'augmenter sans difficulté, il faudrait s'empresser de le faire, ce qui diminuera l'effort à faire subir aux boulons, et ménagera davantage les bois du frein.

RÉCAPITULATION DES RÈGLES PRÉCÉDENTES

Pour dégager le problème de l'obscurité dont l'abondance des règles et formules semble l'envelopper, il est nécessaire de faire le résumé de ces règles par un exemple où elles se trouveront rapprochées toutes, mais ramenées à leur simple expression, sans les développements qui ont servi à les démontrer.

Problème. — Déterminer les dimensions principales d'un frein dynamométrique capable de pouvoir mesurer l'effet utile d'une roue hydraulique en déversoir dans les conditions suivantes :

Chute........................	$2^{m}00$
Dépense......................	1250 litr. par 1″.

D'où, la puissance brute disponible égale,

$$F = 2^{m} \times 1250 \text{ litres} = 2500 \text{ kilogrammètres.}$$

L'axe d'une roue hydraulique est, ainsi qu'on le sait, très-peu disposé pour recevoir l'appareil d'un frein ; la lenteur en est telle, d'ailleurs, que les efforts directs atteignent une intensité énorme.

On est donc obligé de placer le frein sur l'axe tournant situé le plus près du moteur, et recevant, par des engrenages, un mouvement plus vif que celui de la roue hydraulique. Si l'on veut connaître le rendement réel et direct du moteur, on devra ensuite estimer les quantités de travail consommées par les frottements des organes intermédiaires de transmission et des tourillons de la roue, et les ajouter à celle trouvée au moyen du frein.

Admettons donc, pour notre exemple, que la vitesse de cet axe soit :

$$n = 20 \text{ tours par } 1'.$$

Dimensions du frein. — *Bras et poids.* — L'effort à mesurer sera grand, attendu que la puissance est elle-même considérable et la vitesse de l'axe comparativement faible.

Proposons-nous de donner au levier C une longueur de 4 mètres, et cherchons le poids qu'il sera nécessaire de placer dans le plateau de balance.

On pourrait bien, pour faire cette recherche, ne prendre au plus que les 80/100 de la puissance brute disponible, puisque l'effet utile n'atteindra même pas cette valeur; mais comme on peut éprouver par instant des efforts supérieurs à celui normal du moteur, conservons la valeur maximum de la puissance.

On trouvera, par conséquent,

$$p = \frac{60 \times 2500}{20 \times 2 \times 3{,}1416 \times 4^m} = 298^k4.$$

Ce poids est très-considérable, mais la longueur du bras l'est aussi. Si, d'ailleurs, on préférait le faire plus long et lui donner, par exemple, 5 mètres, il suffirait d'opérer ainsi pour le nouveau poids à employer :

$$p = 298{,}4 \times \frac{4}{5} = 238{,}7.$$

Conservons 4 mètres et 298 kilogrammes.

Boulons et diamètre de la poulie. — L'intensité de l'effort direct nous conduit à adopter *à priori* les plus forts boulons, ceux de 40 millimètres, dont la résistance à la traction est estimée à 3800 kilog., soit 7600 pour les deux.

Opérant d'après les règles précédentes (p. 473 et 474), on trouve :

$$P = 7600 \times 0{,}18 = 1368^k \text{; et } R = \frac{60 \times 2500}{1368 \times 20 \times 2 \times 3{,}1416} = 0^m87.$$

Il faudrait donc employer une poulie de 1^m74 de diamètre, pour que les boulons, dont le diamètre est supposé égal à 40 millimètres, ne supportassent pas plus de 300 kilog. par centimètre carré.

Mais ce diamètre de poulie n'est pas praticable pour le cas dont il s'agit. Il n'est guère possible de dépasser un diamètre de 1 mètre, avec lequel la résistance des boulons, leur diamètre de 40 millimètres étant conservé, devient équivalente à :

$$300^k \times \frac{1{,}74}{1{,}00} = 522^k \text{ par cent. carré.}$$

Ils peuvent, en effet, supporter cet effort, mais à condition de choisir de très-bon fer, et en prenant soin que les têtes soient parfaitement soudées. Les écrous devront avoir à peu près une hauteur égale au double du diamètre du corps, si les filets sont triangulaires. Ces filets seront très-bien faits et peu profonds.

Il resterait à déterminer les dimensions du bras de levier, suivant sa section transversale, pour la résistance qu'il doit présenter à la charge du plateau. Mais pour rester autant que possible dans le programme des opérations usitées en pratique, nous supprimerons les calculs que l'on pourrait faire à cet égard, en faisant remarquer que la plus légère habitude du maniement des matériaux suffit pour apprécier d'un seul coup d'œil la force nécessaire à la pièce de bois employée suivant sa longueur et la charge qu'elle supporte.

Cependant, pour les personnes qui désireraient faire ce calcul, nous rappellerons que l'on fait usage, en pareil cas, de la formule des solides encastrés, la même que nous avons citée pour les bras des roues hydrauliques, page 237.

L'instrument ainsi déterminé comme dispositions et dimensions, on procédera aux expériences de la façon qu'il a été expliqué plus haut.

Si l'on ne cherche que la puissance maximum du moteur à un jour donné, on prendra le moment d'équilibre du frein pour l'ouverture de vanne qui correspond à la totalité de la dépense, et l'expérience sera définitive lorsqu'il sera bien constaté, par une durée convenable, que la dépense est bien normale et que le moteur possède la vitesse à laquelle il doit marcher ordinairement.

Mais si les expériences avaient pour but de connaître le rendement du moteur avec des dépenses et des vitesses diverses, il faudrait opérer de façon à noter simultanément, pour chaque expérience, la situation du vannage, la vitesse de rotation, la chute et le poids mis dans le plateau.

Ces résultats partiels étant disposés sous forme de tableau, les calculs sont effectués plus tard et au cabinet.

Quelquefois il arrive que l'on veut déterminer la vitesse correspondante au maximum d'effet.

On procède en cette circonstance absolument comme il vient d'être dit, et si l'on désire opérer d'une façon précise et complète, on pourra faire usage du moyen suivant.

On portera sur une droite des divisions égales, comme abscisses, indiquant la progression régulière des vitesses différentes auxquelles le moteur aura été expérimenté; puis, menant de ces points de division des perpendiculaires, on portera sur chacune d'elles, comme ordonnées, à une échelle quelconque, des grandeurs proportionnelles aux quantités de travail trouvées à chaque vitesse successive correspondante.

En joignant les extrémités de ces droites par une suite de lignes brisées, on en pourra déduire une courbe moyenne régulière qui indiquera à la fois la loi de l'accroissement de l'effet utile et la vitesse à laquelle correspond son maximum.

Puisque le mode d'opérer avec l'instrument est néanmoins le même, dans toutes les circonstances, il nous suffira pour conclure, au sujet du problème que nous nous sommes posé, de supposer le frein fonctionnant, et d'admettre, comme exemple, des résultats d'observation.

Nous avons dit que la longueur du bras de levier C était de 4 mètres, et que le plateau devait recevoir, par hypothèse, un poids maximum de 298 kilog.

Or, si on trouve, en opérant, que le frein se maintient en équilibre, quand la vitesse de l'arbre est réglée à 20 tours, et qu'un poids de 195 kilogrammes est déposé dans son plateau, quelle puissance est alors développée par le moteur?

Tous les principes exposés précédemment, et surtout la règle définitive, page 470, donnent pour cet exemple :

$$F = p\,\frac{n \times 2\pi \times L}{60} = 195 \times \frac{20 \times 2 \times 3{,}1416 \times 4^{m}}{60},$$

d'où F = 1633 kilogrammètres.

Cette valeur, traduite en chevaux, devient :

$$\frac{1633}{75} = 21{,}77 \text{ chevaux.}$$

S'il s'agissait de connaître le rendement proportionnel du moteur, il suffirait de diviser cette valeur expérimentale par la valeur théorique, mais après s'être assuré que la chute et la dépense se sont bien maintenues aux chiffres indiqués.

On trouverait donc, pour notre exemple :

$$\frac{1633}{2500} = 0{,}65,$$

c'est-à-dire que l'effet utile est égal aux 65/100 de la puissance brute disponible.

DISPOSITIONS DIFFÉRENTES DU FREIN

Jusqu'à présent nous supposions le frein appliqué à un axe disposé horizontalement ; aussi le plateau de balance était-il suspendu directement au long bras de l'instrument, dont les deux parties devaient être préalablement équilibrées, puisque leurs pesanteurs agiraient, sans cela, sur le résultat et pourraient le rendre inexact.

Mais très-souvent le frein doit être appliqué sur un axe vertical, ce qui peut se présenter surtout pour une turbine dont l'arbre ou son prolongement est très-propre à servir pour l'expérience, lorsque sa vitesse est convenable pour faire cette opération.

Dans cette circonstance on peut employer la même disposition de frein, mais avec cette différence qu'au lieu de suspendre directement le plateau au frein lui-même, qui oscille horizontalement, on le fixe à une corde attachée au bras du frein et passant sur une poulie de renvoi placée verticalement.

Ce n'est plus le frein qui demande alors à être équilibré, c'est le roulement de la poulie et la raideur de la corde, en tenant compte toujours du poids du plateau. C'est une tare qui peut être faite préalablement en établissant un renvoi en sens contraire et en y suspendant un poids, que l'on ajoute ensuite à celui mis dans le

plateau pour l'expérience, à moins qu'on ne l'ait maintenu pendant l'opération, dans lequel cas le poids du plateau et les diverses résistances passives peuvent être considérés comme nuls.

Les choses ainsi préparées, l'expérience a lieu exactement comme si le frein fonctionnait sur un arbre horizontal.

Nous avons assisté à plusieurs expériences semblables, et en particulier à celle faite sur une turbine Fourneyron, établie à la filature de Gravelle-Saint-Maur, expérience que nous croyons devoir mentionner.

Le frein dont on s'est servi dans cette usine présentait, pour sa construction, quelques particularités qui méritent d'être citées.

Les écrous des deux boulons, servant à rapprocher les mâchoires du frein, portaient des pignons d'engrenage réunis par une roue intermédiaire; l'un des deux communiquait avec un troisième pignon monté sur un axe à manivelle indépendant. De cette façon un homme agissant sur la manivelle serrait ou desserrait les deux boulons à la fois avec une simultanéité parfaite et sans fatigue, comme aussi sans danger.

C'est là une disposition excellente que l'on peut louer et recommander aux personnes qui n'hésitent pas à faire les frais nécessaires, que l'on prescrirait même, pour ainsi dire, lorsque le serrage doit être énergique comme dans l'exemple proposé ci-dessus, où il atteint 3800 kilogrammes par chaque boulon.

Citons encore, en passant, un stratagème fort simple employé dans l'expérience de Gravelle, pour constater facilement et à chaque instant la position des niveaux d'amont et d'aval.

M. Fourneyron avait, pour cela, disposé des flotteurs sur chacun des deux biefs, et ces flotteurs consistaient dans deux vases de verre auxquels avaient été scellés, avec de la cire, des tringles de bois assez longues pour pénétrer par le plancher supérieur dans la chambre où était établi le frein.

Ces deux tringles, munies de repères, permettaient de suivre très-exactement les fluctuations des deux niveaux, et disaient, par conséquent, si l'ouverture du vannage était en rapport avec la dépense disponible.

Ces derniers détails pourront paraître puérils aux personnes habituées à faire des expériences; mais, généralement, on se trouve si bien pris à l'improviste, à l'égard des meilleures dispositions à suivre pour un cas proposé, que nous espérons encore être utile en ne négligeant pas de donner ces renseignements, si humbles qu'ils semblent, de prime abord.

Pour terminer cet article du frein, qui nous a peut-être entraîné un peu loin, disons encore cependant que la construction, dont nous avons donné une figure et une relation détaillée, n'est pas celle indiquée par les premiers expérimentateurs et encore conseillée par quelques-uns.

Au lieu du chapeau E (fig. 73), formé d'une seule pièce de bois évidée intérieurement suivant le contour de la poulie B, on a souvent employé un demi-collier composé d'une lame de métal flexible dont les extrémités constituaient les deux boulons de serrage G, et dont l'intérieur était garni de sabots en bois divisés par

segments, qui épousaient encore la forme de la poulie en l'entourant de la moitié de sa circonférence.

On comprendra facilement que ce mécanisme agissait exactement comme les freins appliqués aux poulies de grues, en supposant à ces derniers la garniture de bois qu'ils n'ont pas.

L'avantage que présente cette disposition est la facilité d'opérer un serrage énergique en fatiguant moins les boulons, par l'effet de la flexion du collier qui lui permet de s'appliquer plus intimement sur le contour de la poulie qu'un coussinet rigide, quoique son intérieur ait dû être parfaitement alésé au diamètre voulu et presque rodé sur la poulie même.

Cependant cette dernière disposition est plus en usage que l'autre, et cela est compréhensible par la facilité de son exécution et son moindre prix de revient.

La plupart du temps un frein est un instrument construit à la hâte et ne devant servir qu'une fois, ce qui fait adopter le mode de construction le plus prompt et le plus économique.

Ce n'est guère que dans les mains des personnes faisant souvent des expériences que l'on trouverait le frein à collier. Encore ces mêmes personnes seraient-elles dans l'obligation de s'en faire confectionner exprès, à la manière ordinaire, dans bien des circonstances.

Nous terminons en faisant remarquer qu'un frein propre à mesurer aisément de grandes puissances est encore à trouver.

En effet, dans l'exemple que nous proposions ci-dessus, la force ne dépassait pas 22 chevaux, et déjà le bras du frein ayant 4 mètres de longueur, le poids à mettre dans le plateau atteignait près de 200 kilogrammes, et les deux boulons devaient résister ensemble à une traction de 7600 kilogrammes.

Qu'adviendrait-il pour des puissances supérieures, 50 chevaux et plus, surtout pour des roues hydrauliques dont les premiers arbres de transmission marchent, comme le moteur lui-même, à de faibles vitesses?

FIN DU CHAPITRE QUATORZIÈME

CHAPITRE XV

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS

PUISSANCE QU'ILS ABSORBENT PAR LE FROTTEMENT

Après avoir indiqué toutes les règles à suivre pour la détermination pratique des dimensions principales des roues hydrauliques, dont l'axe est placé horizontalement, nous avons cru nécessaire d'y ajouter les notions relatives aux proportions de leurs tourillons et de leurs arbres, et même de leurs bras, les organes les plus directement soumis aux efforts maximum exercés par ces moteurs.

Les turbines, par leur position généralement verticale, ont leur organe spécial, le pivot, qui mérite la même attention dans la détermination de son diamètre. Quant à leur axe principal, il rentre dans la catégorie des arbres premiers moteurs ordinaires soumis aux efforts de torsion. Ce qui a été dit pour les arbres des roues s'appliquerait donc entièrement à eux, si ce n'était qu'on ne les considère pas comme susceptibles d'éprouver des chocs aussi énergiques que les autres et qu'on les fait généralement un peu plus faibles que ce qui serait trouvé au moyen des règles ordinaires.

Une turbine est, en effet, parfaitement équilibrée en marche ; sa vitesse est aussi toujours plus considérable que celle des roues. Ces causes, jointes à l'absence de volant, permettent de considérer comme nulles ou, au moins, relativement faibles, les réactions brusques que les axes des autres moteurs sont susceptibles d'éprouver.

Nous allons donc exposer, d'une manière succincte, les quelques règles qui conduisent à la détermination du diamètre des pivots, considérant comme suffisant ce qui a été dit relativement aux arbres.

Nous aurons recours pour cela au recueil spécial, la *Publication industrielle*, qui fournit en même temps des renseignements sur les quantités de travail que le frottement des pivots absorbe, ce dont nous profitons pour dire ici quelque chose à cet égard.

Nous ferons néanmoins précéder cette note d'une remarque sur la nature des moyens employés généralement pour opérer la suspension des turbines, en vue, soit de diminuer le frottement, soit de ménager un graissage facile en évitant le contact de l'eau.

A part les anciennes roues dont les organes mécaniques étaient entièrement négligés, et, du reste, en harmonie avec l'état d'avancement de cette branche de

l'industrie, on a vu qu'aussitôt que les ingénieurs ont eu foi dans un meilleur rendement de la part des turbines, ils se sont occupés d'en perfectionner les parties accessoires, afin de ménager autant que possible ce rendement qu'ils avaient eu tant de peine à réaliser en étudiant de nouvelles dispositions.

M. de Mannoury d'Ectot, un des premiers, nous a initié à un mode particulier de suspension que nous avons reproduit (p. 265), et qui a été repris depuis par MM. de Canson et Fossey : c'est la suspension au moyen de galets, qui supprime entièrement le pivot.

Plus tard, M. Fourneyron, en possession d'une machine réellement perfectionnée et pratique, imagina le système de pivot que nous connaissons, et qui, quoique noyé, peut marcher sous une alimentation d'huile continuelle et constante.

Après cela vient le système Arson et Fontaine, consistant, ainsi qu'on l'a vu, dans le report du pivot entièrement hors de l'eau, et, par conséquent, susceptible d'être entretenu aussi facilement que celui d'une autre machine.

Nous passons sous silence diverses dispositions proposées par MM. Cadiat, P. Callon, Gentilhomme, Krafft et autres, qui sont encore des pivots fonctionnant noyés et protégés du contact de l'eau de manières un peu différentes les unes des autres.

Mais on pourrait mentionner un procédé, surtout cité par MM. Féray et Amberger, et qui consiste à faire supporter la turbine par la pression même de bas en haut de la colonne d'eau qui se trouve amenée au-dessous de la roue mobile par un conduit spécial.

Après ce dernier procédé, il nous reste encore à parler du *pivot atmosphérique*, disposition proposée par MM. Laurent et Decker.

Cette disposition est ingénieuse et mérite un examen spécial, ce que nous désirons faire en ajoutant même une figure pour la mieux faire comprendre.

Pivot atmosphérique. — Cette disposition est représentée dans son principe par la fig. 74 ci-contre, qui, à quelques détails de forme près, est la reproduction de l'idée primitive des inventeurs.

A l'inspection simple de la figure on peut comprendre qu'il s'agit d'abord d'une disposition ordinaire dans laquelle l'arbre A de la turbine repose, par son pivot, dans une crapaudine en fonte C, fixée sur un massif en maçonnerie construit dans le fond du bief d'aval, et qui est garnie de ses accessoires habituels, savoir : un gobelet en bronze D ajusté dans un manchon-guide et réglé par des vis de pression, le tout pouvant être soulevé ou soulagé à l'aide d'un levier horizontal E qui vient agir sous une sorte de poussoir cylindrique et intermédiaire F, sur lequel le gobelet D repose directement.

A cet ensemble, qui est complétement identique au support ordinaire d'un axe vertical, il a suffi d'ajouter une cloche en fonte B, qui se fixe par un ajustement conique très-exact avec l'arbre tournant, pour obtenir le nouvel effet proposé.

Ainsi que l'indique le dessin, la cloche B descend assez bas pour que le réservoir d'huile s'y trouve beaucoup plus élevé que son bord inférieur; par conséquent, l'air qu'elle renferme empêchant l'eau d'y pénétrer plus que d'une très-petite hau-

CHAPITRE XV

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS

PUISSANCE QU'ILS ABSORBENT PAR LE FROTTEMENT

Après avoir indiqué toutes les règles à suivre pour la détermination pratique des dimensions principales des roues hydrauliques, dont l'axe est placé horizontalement, nous avons cru nécessaire d'y ajouter les notions relatives aux proportions de leurs tourillons et de leurs arbres, et même de leurs bras, les organes les plus directement soumis aux efforts maximum exercés par ces moteurs.

Les turbines, par leur position généralement verticale, ont leur organe spécial, le pivot, qui mérite la même attention dans la détermination de son diamètre. Quant à leur axe principal, il rentre dans la catégorie des arbres premiers moteurs ordinaires soumis aux efforts de torsion. Ce qui a été dit pour les arbres des roues s'appliquerait donc entièrement à eux, si ce n'était qu'on ne les considère pas comme susceptibles d'éprouver des chocs aussi énergiques que les autres et qu'on les fait généralement un peu plus faibles que ce qui serait trouvé au moyen des règles ordinaires.

Une turbine est, en effet, parfaitement équilibrée en marche; sa vitesse est aussi toujours plus considérable que celle des roues. Ces causes, jointes à l'absence de volant, permettent de considérer comme nulles ou, au moins, relativement faibles, les réactions brusques que les axes des autres moteurs sont susceptibles d'éprouver.

Nous allons donc exposer, d'une manière succincte, les quelques règles qui conduisent à la détermination du diamètre des pivots, considérant comme suffisant ce qui a été dit relativement aux arbres.

Nous aurons recours pour cela au recueil spécial, la *Publication industrielle*, qui fournit en même temps des renseignements sur les quantités de travail que le frottement des pivots absorbe, ce dont nous profitons pour dire ici quelque chose à cet égard.

Nous ferons néanmoins précéder cette note d'une remarque sur la nature des moyens employés généralement pour opérer la suspension des turbines, en vue, soit de diminuer le frottement, soit de ménager un graissage facile en évitant le contact de l'eau.

A part les anciennes roues dont les organes mécaniques étaient entièrement négligés, et, du reste, en harmonie avec l'état d'avancement de cette branche de

l'industrie, on a vu qu'aussitôt que les ingénieurs ont eu foi dans un meilleur rendement de la part des turbines, ils se sont occupés d'en perfectionner les parties accessoires, afin de ménager autant que possible ce rendement qu'ils avaient eu tant de peine à réaliser en étudiant de nouvelles dispositions.

M. de Mannoury d'Ectot, un des premiers, nous a initié à un mode particulier de suspension que nous avons reproduit (p. 265), et qui a été repris depuis par MM. de Canson et Fossey : c'est la suspension au moyen de galets, qui supprime entièrement le pivot.

Plus tard, M. Fourneyron, en possession d'une machine réellement perfectionnée et pratique, imagina le système de pivot que nous connaissons, et qui, quoique noyé, peut marcher sous une alimentation d'huile continuelle et constante.

Après cela vient le système Arson et Fontaine, consistant, ainsi qu'on l'a vu, dans le report du pivot entièrement hors de l'eau, et, par conséquent, susceptible d'être entretenu aussi facilement que celui d'une autre machine.

Nous passons sous silence diverses dispositions proposées par MM. Cadial, P. Callon, Gentilhomme, Krafft et autres, qui sont encore des pivots fonctionnant noyés et protégés du contact de l'eau de manières un peu différentes les unes des autres.

Mais on pourrait mentionner un procédé, surtout cité par MM. Féray et Amberger, et qui consiste à faire supporter la turbine par la pression même de bas en haut de la colonne d'eau qui se trouve amenée au-dessous de la roue mobile par un conduit spécial.

Après ce dernier procédé, il nous reste encore à parler du *pivot atmosphérique*, disposition proposée par MM. Laurent et Decker.

Cette disposition est ingénieuse et mérite un examen spécial, ce que nous désirons faire en ajoutant même une figure pour la mieux faire comprendre.

Pivot atmosphérique. — Cette disposition est représentée dans son principe par la fig. 74 ci-contre, qui, à quelques détails de forme près, est la reproduction de l'idée primitive des inventeurs.

A l'inspection simple de la figure on peut comprendre qu'il s'agit d'abord d'une disposition ordinaire dans laquelle l'arbre A de la turbine repose, par son pivot, dans une crapaudine en fonte C, fixée sur un massif en maçonnerie construit dans le fond du bief d'aval, et qui est garnie de ses accessoires habituels, savoir : un gobelet en bronze D ajusté dans un manchon-guide et réglé par des vis de pression, le tout pouvant être soulevé ou soulagé à l'aide d'un levier horizontal E qui vient agir sous une sorte de poussoir cylindrique et intermédiaire F, sur lequel le gobelet D repose directement.

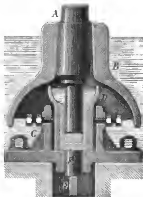
A cet ensemble, qui est complétement identique au support ordinaire d'un axe vertical, il a suffi d'ajouter une cloche en fonte B, qui se fixe par un ajustement conique très-exact avec l'arbre tournant, pour obtenir le nouvel effet proposé.

Ainsi que l'indique le dessin, la cloche B descend assez bas pour que le réservoir d'huile s'y trouve beaucoup plus élevé que son bord inférieur ; par conséquent, l'air qu'elle renferme empêchant l'eau d'y pénétrer plus que d'une très-petite hau-

teur, correspondant à la compression de l'air, qui équivaut à la hauteur de la colonne d'eau extérieure, cette eau ne peut pénétrer dans le réservoir d'huile qui se trouve alors complétement isolé.

Que l'on suppose maintenant un conduit pénétrant sous la cloche pour alimenter d'huile le godet du gobelet D, et l'on aura une idée complète de ce que l'on désigne par le nom de *pivot atmosphérique*.

Fig. 74.



Nous n'insisterons pas davantage sur cette disposition, du reste ingénieuse et facile à comprendre, et qui serait peut-être d'un très-bon effet si l'on pouvait empêcher l'air de pénétrer sous la cloche d'une façon absolue.

Mais en admettant que l'ajustement de la cloche avec l'arbre soit assez bien fait pour que l'on n'ait pas à craindre les fuites de ce côté, ne peut-il pas se faire que l'agitation de l'eau, par l'effet du mouvement de rotation de cette même cloche, n'en chasse peu à peu l'air, qui se trouverait alors remplacé par l'eau?

C'est une objection que nous nous permettons de soulever, en laissant toutefois aux praticiens le soin d'en apprécier la valeur.

Maintenant que nous avons indiqué quelques-uns des moyens proposés pour disposer la suspension des turbines, nous allons nous occuper des règles propres à en déterminer les dimensions.

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS

L'examen des conditions dans lesquelles se trouve un pivot, en général, permet de reconnaître de suite que le seul effort qu'il ait à subir est celui du poids même de l'axe qu'il termine et des organes qui s'y trouvent montés. Par conséquent, la section d'un pivot, comme corps soumis à un effort d'écrasement, doit varier

nécessairement avec la charge qu'il supporte, et c'est, en effet, ce que l'on observe.

Il a été fait des expériences très-précises tendant à déterminer les efforts, par compression, capables de faire fléchir un solide de métal et même de le faire rompre, et ayant aussi pour but de déterminer le degré de charge auquel on peut le soumettre sans altérer aucunement son élasticité.

Ainsi, pour le fer, on a trouvé qu'une charge de 2500 kilogrammes par centimètre carré pouvait déterminer la rupture, et qu'il convient de ne pas dépasser en pratique le quart environ de cet effort, soit 600 kilogrammes par centimètre carré, pour rester dans des limites donnant une sécurité complète, et tant que la longueur du solide chargé n'excède pas 10 fois son diamètre ou sa dimension transversale minimum.

Mais on peut remarquer que les diamètres que l'on adopte en pratique, pour les pivots, sont bien supérieurs à ce qu'ils seraient si on les calculait dans l'unique considération de cette résistance, et en adoptant cette valeur de résistance par unité de section ; d'autre part, dans les différents cas de l'emploi des pivots, il est facile de reconnaître que leurs sections sont loin d'être proportionnelles, ou, autrement dit, que les uns sont relativement beaucoup plus forts ou beaucoup plus faibles que les autres.

On peut aisément expliquer ces différences en remarquant qu'ils ne tournent pas tous avec une même vitesse, et que, lorsque cette vitesse devient grande, on cherche autant que possible à réduire leur diamètre pour diminuer le travail absorbé par le frottement.

Quant à leur excédant général de dimension, on conçoit que, le mouvement étant une cause d'usure, l'on doive les faire assez forts pour que cette dernière ne soit pas trop rapide. Ajoutons encore que pour les plus petits pivots, la question de résistance à la charge devenant presque nulle, leur diamètre ne s'y trouve aucunement en rapport, et est toujours beaucoup plus fort que leur faible résistance ne semblerait le comporter.

Pour avoir, néanmoins, un point de départ qui puisse aider à déterminer pratiquement le diamètre d'un pivot, on a cherché à établir une règle simple suivant laquelle la résistance moyenne d'un pivot tournant rapidement, soit au moins 50 tours par minute, ne dépasse pas 200 à 250 kilogrammes par centimètre carré de section,

Cette règle comporte une quantité fixe de 5 *millimètres*, qui s'ajoute toujours au résultat direct, pour éviter que les faibles diamètres ne puissent descendre au-dessous d'une certaine valeur voulue par la pratique.

Pivots en fer forgé. — La formule pratique pour déterminer le diamètre d'un pivot en fer, supportant une charge donnée, est alors :

$$d = \sqrt{\frac{P}{2}} + 5 \text{ mill.}$$

dans laquelle,

d représente le diamètre cherché, exprimé en millimètres;

P exprime la charge en kilogrammes.

Cette formule, extrêmement simple, peut se traduire par la règle suivante :

Le diamètre d'un pivot est égal à la racine carrée de la moitié de la charge qu'il supporte, plus 5 millimètres.

Pivots en acier. — Si le pivot devait être en acier, et que l'on voulût le réduire autant que possible, on lui donnerait pour diamètre les 0,6 de la dimension trouvée.

La formule, disposée directement pour ce résultat, peut s'écrire ainsi :

$$d' = \sqrt{0{,}18\,P} + 3 \text{ mill.}$$

Exemples. — Supposons une turbine à pivot supérieur, avec laquelle la charge sur ce pivot, y compris le poids de l'équipage du moteur et de la transmission qu'il porte, et la pression déduite de la composante verticale de l'action du fluide sur les aubes, soit estimée à 8000 kilogrammes.

Quel serait le diamètre du pivot, en le supposant en fer?

La première règle ci-dessus fournit le résultat suivant :

$$d = \sqrt{\frac{8000}{2}} + 5 \text{ mill.} = 68 \text{ mill.}$$

S'il devait être en acier, on trouverait :

$$68 \times 0{,}6 = 41 \text{ mill.}; \text{ ou : } \sqrt{0{,}18 \times 8000} + 3 \text{ mill.} = 41 \text{ mill.}$$

Faisons remarquer que ces proportions supposent, comme nous venons de le dire, un pivot entièrement hors de l'eau et parfaitement lubrifié, attendu que, dans le cas contraire, il pourrait être nécessaire d'adopter un diamètre plus fort, en perdant une partie de l'avantage que présentent les pivots fins par leur moindre résistance passive, mais en évitant l'usure trop rapide d'un pivot qui se trouverait fortement chargé en même temps que difficile à entretenir et à visiter.

Nous prenons pour exemple le pivot de la turbine de M. Fourneyron, auquel cet ingénieur a donné un diamètre relativement plus fort à cause de son agencement particulier et de sa position sous l'eau.

Adoptant d'une manière générale les valeurs que l'on trouve à l'aide des formules ci-dessus, on a calculé la table suivante qui donne les diamètres des pivots en fer et en acier pour des charges variant de 10 à 100000 kilogrammes.

Les limites de cette table sont peut-être un peu plus étendues que les conditions extrêmes de la pratique; mais comme ce n'est pas un inconvénient pour son usage, nous n'hésitons pas à la conserver telle, d'autant plus que, si les plus fortes charges qu'elle indique n'existent pas pour les turbines, c'est au moins un guide pour éviter celles qui nécessiteraient des pivots d'un diamètre exagéré.

D'ailleurs, les formules de résistance pour les matériaux, ainsi que les tables qu'elles permettent de calculer, ne sont et ne doivent être considérées que comme aidant à la détermination des dimensions pratiques définitives.

TABLE

DES DIAMÈTRES EN MILLIMÈTRES DE PIVOTS EN FER ET EN ACIER POUR DES CHARGES DONNÉES DE 10 A 100000 KILOGRAMMES

CHARGES	DIAMÈTRES des pivots		CHARGES.	DIAMÈTRES des pivots		CHARGES.	DIAMÈTRES des pivots	
	en fer.	en acier.		en fer.	en acier.		en fer.	en acier.
kil.	mill.	mill.	kil.	mill.	mill.	kil.	mill.	mill.
10	7	4	1500	33	19	23000	112	67
20	8	5	2000	37.5	22	24000	114	68
30	9	5.5	2500	39	23	25000	116	69
40	9.5	5.8	3000	44	26	26000	119	71
50	10	6	3500	46	27	27000	121	72
60	10.5	6	4000	48	29	28000	122	73
70	11	6.5	4500	52	31	29000	125	75
80	11.5	7	5000	55	33	30000	127	76
100	12	7	5500	58	35	32000	131	79
125	13	8	6000	60	36	34000	135	81
150	14	8	6500	62	37	36000	138	83
175	14.5	8.5	7000	64	38	38000	142	85
200	15	9	7500	66	39.5	40000	146	87
250	16	9.5	8000	68	41	42000	150	90
300	17	10	9000	72	43	44000	153	92
350	18	11	10000	76	46	46000	156	93
400	19	11.5	11000	79	47	48000	160	96
450	20	12	12000	82	49	50000	163	98
500	21	12.5	13000	85	51	55000	170	102
600	22	13	14000	88	53	60000	178	106
700	24	14	15000	91	54.5	65000	185	111
800	25	15	16000	94	56	70000	192	115
900	26	15.5	17000	97	58	75000	198	118
1000	27	16	18000	99.5	59	80000	203	122
1100	28	17	19000	102	60	85000	211	126
1200	29	17.5	20000	105	63	90000	217	130
1300	30	18	21000	107	64	95000	223	134
1400	31	18	22000	109	65	100000	229	137

La simplicité de cette table nous dispense d'en expliquer l'usage; nous ferons remarquer seulement que la colonne des charges correspond à deux autres en regard qui contiennent les diamètres cherchés des pivots en fer et en acier.

Remarque. — En fixant le diamètre d'un pivot relativement à la charge qu'il

supporte, nous n'avons aucunement considéré la longueur qu'il doit avoir, attendu que celle-ci est toujours assez faible pour être négligée, quant à son influence sur l'action de la charge. On sait, en effet, que les corps soumis à ce genre d'effort doivent atteindre une longueur d'au moins dix fois le diamètre, pour que cette longueur oblige à modifier le coefficient de résistance; or, les pivots ne dépassent jamais trois à quatre fois leur diamètre, au maximum.

Par conséquent, il suffira de faire remarquer que cette longueur n'est, le plus ordinairement, que le double ou le triple du diamètre, et qu'elle a souvent beaucoup moins.

TRAVAIL ABSORBÉ PAR LE FROTTEMENT DES PIVOTS

RÈGLE PRATIQUE ET TABLE

Ayant cherché à faire ressortir l'importance qu'il peut y avoir à réduire le diamètre d'un pivot qui tourne rapidement, afin de diminuer la quantité de travai qu'il absorbe par son frottement, il est utile de faire connaître les moyens que l'on peut employer pour évaluer cette résistance passive.

La méthode de détermination du frottement d'un pivot et du travail qu'il absorbe est complétement identique à celle qui convient aux tourillons disposés horizontalement, si ce n'est, toutefois, que, pour le pivot, la figure circulaire de la surface frottante s'oppose à l'évaluation directe d'une vitesse unique, qui puisse servir à calculer le chemin parcouru par la charge.

Dans tous les cas, la quantité de travail absorbée par un axe tournant étant toujours égale au produit de la charge par le coefficient de frottement, multiplié par la vitesse linéaire de la surface frottante, M. Morin indique qu'il convient d'adopter, pour un pivot, les 2/3 de la vitesse par 1″, qu'il possède à sa circonférence, pour celle qui doit entrer, comme élément, dans le calcul du travail absorbé par le frottement.

Par conséquent, appelant,

P la charge supportée par le pivot, en kilogrammes;

n le nombre de révolutions du pivot par minute;

d le diamètre du pivot, exprimé en mètres;

f le coefficient de frottement, qui varie d'après l'état des surfaces en contact, et que l'on peut supposer moyennement égal à 0,075 pour les tourillons en fer sur coussinets en bronze ou en fonte, avec un graissage bien entretenu;

K la quantité de travail absorbée par 1″, exprimée en kilogrammètres,

la formule pratique devient :

$$K = \frac{2}{3} \times \frac{\pi d n}{60} \times f P = 0{,}0349\, d n f P,$$

ce qui revient à la règle suivante :

La quantité de travail absorbée par le frottement d'un pivot est égale :

Au produit des 2/3 de la vitesse par 1″ à la circonférence du pivot, multiplié par la charge en kilogrammes et par le coefficient de frottement.

Exemple. — Quelle quantité de travail absorbe le pivot d'une turbine dans les conditions suivantes :

Diamètre du pivot. . . . . d = 0m07
Charge. . . . . P = 8000 kil.
Vitesse de rotation par 1′. . . . . n = 120 tours.

En opérant à l'aide de la règle précédente et avec les conditions proposées, on trouve :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}07 \times 120 \times 0{,}075 \times 8000 = 176 \text{ kilogrammètres,}$$

soit, en chevaux,

$$\frac{176}{75} = 2^{ch.}34.$$

Ce résultat permet de faire apprécier combien il est important de bien entretenir un pivot et d'en diminuer le diamètre autant que possible, puisque ces deux conditions influent sur la quantité de travail qui se trouve consommée par le frottement.

En résumé, la quantité de travail absorbée par le frottement est exactement proportionnelle à tous les éléments qui entrent dans le calcul de son estimation, c'est-à-dire à la charge, au diamètre, à la vitesse de rotation et au coefficient de frottement.

Il devient facile, par conséquent, d'évaluer ce que l'on aurait perdu, si, dans le premier exemple, le pivot avait été plus fort, qu'il eût eu 80 millimètres, par exemple. Il suffirait de multiplier le résultat trouvé plus haut par le rapport des diamètres, pour avoir la quantité de travail consommée avec le plus gros pivot;

$$\text{soit : } 176 \times \frac{80}{70} = 201 ;$$

différence en plus : 201 — 176 = 25 kilogrammètres.

Supposons encore que l'on ait donné à un pivot en fer devant supporter une charge de 10,000 kilog., avec une vitesse de 50 révolutions par minute, un diamètre de 0,15, au lieu de 0m10, et qu'il soit dans un médiocre état d'entretien, au lieu d'être parfaitement graissé, auquel cas le coefficient f égale 0,10 au lieu de 0,07 à 0,08;

on aurait :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}15 \times 50 \times 0{,}10 \times 10000 = 261{,}75 \text{ kilogrammètres,}$$

tandis que l'on aurait seulement :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}10 \times 50 \times 0{,}07 \times 10000 = 122{,}15 \text{ kilogrammètres,}$$

c'est-à-dire moins que la moitié de la force absorbée avec le diamètre de 0m15 et un entretien négligé.

Il est donc très-important de ne donner aux pivots que les dimensions suffisantes pour résister convenablement à l'écrasement et à l'usure, comme aussi de les entretenir en bon état de graissage pour ne pas s'échauffer par une forte pression sur un diamètre trop petit.

Afin de simplifier le calcul de la recherche du travail absorbé par les pivots, nous donnons la table suivante, pour la confection de laquelle nous avons pris, comme base, une unité fixe qui est la quantité de travail absorbée par le frottement d'un pivot de 10 mill. de diamètre, tournant avec une vitesse de 100 révolutions par minute et supportant une charge de 100 kilogrammes ou de 1 quintal métrique.

Cette valeur étant égale à 0,262 kilogrammètre, a été multipliée successivement par tous les diamètres et les vitesses différentes, de 10 à 200 mill. et de 50 à 400 tours.

Nous avons cru convenable d'adopter le coefficient moyen de frottement entre 0,07 et 0,08, soit par conséquent 0,075, attendu qu'en pratique on est moins souvent près du meilleur état d'entretien que d'un état seulement suffisant.

USAGE DE LA TABLE. — La simplicité de cette table pourrait nous dispenser de donner des exemples de son usage; nous le ferons, néanmoins, pour qu'il ne reste aucun doute à cet égard.

Premier exemple. — Soit donné de déterminer le travail absorbé par 1″ par un pivot de 60 millimètres de diamètre, faisant 50 tours par minute, et portant une charge de 6000 kil.

La table donne dans la deuxième colonne de gauche, et en regard du diamètre 60,

0,786, correspondant à la charge fixe de 1 quintal;

par conséquent, la charge donnée étant 6000 kil. ou 60 quintaux,

la quantité de travail cherchée est égale à

$$0{,}786 \times 60 = 47{,}16 \text{ kilogrammètres.}$$

Deuxième exemple. — Si la vitesse de rotation proposée ne se trouvait pas dans la table, voici le procédé qu'il y aurait à suivre.

Proposons-nous de résoudre le même problème pour un pivot de 45 mill., supportant une charge de 3000 kil. ou 30 quintaux, et dont la vitesse de rotation est égale à 95 révolutions par minute.

Il suffira de prendre dans la table la valeur inscrite dans la colonne représentant 100 tours, en regard du diamètre proposé, puis multiplier cette valeur par la charge et la vitesse données, et diviser le produit par 100.

On trouverait ainsi :

$$\frac{1{,}179 \times 30 \times 95}{100} = 33{,}6 \text{ kilogrammètres.}$$

TABLE

DONNANT LE TRAVAIL ABSORBÉ PAR LE FROTTEMENT DES PIVOTS DANS L'HYPOTHÈSE D'UNE CHARGE CONSTANTE DE 100 KILOGRAMMES, OU D'UN QUINTAL MÉTRIQUE, EN ADMETTANT UN COEFFICIENT DE FROTTEMENT DE 0.075.

DIAMÈTRE des pivots	NOMBRE DE RÉVOLUTIONS DE L'ARBRE PAR MINUTE							
	50	75	100	150	200	250	300	400
millim.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.
10	0.131	0.196	0.262	0.393	0.524	0.655	0.786	1.048
11	0.144	0.216	0.288	0.432	0.576	0.720	0.865	1.153
12	0.157	0.236	0.314	0.472	0.629	0.786	0.943	1.258
13	0.170	0.255	0.341	0.511	0.681	0.851	1.022	1.362
14	0.183	0.275	0.367	0.550	0.734	0.917	1.100	1.467
15	0.196	0.295	0.393	0.590	0.786	0.982	1.179	1.572
16	0.210	0.314	0.419	0.629	0.838	1.048	1.258	1.677
17	0.223	0.334	0.445	0.668	0.891	1.113	1.336	1.782
18	0.236	0.354	0.472	0.707	0.943	1.179	1.415	1.886
19	0.249	0.373	0.498	0.747	0.996	1.244	1.493	1.991
20	0.262	0.393	0.524	0.786	1.048	1.310	1.572	2.096
22	0.288	0.432	0.576	0.865	1.153	1.441	1.729	2.306
24	0.314	0.472	0.629	0.943	1.258	1.572	1.886	2.515
25	0.327	0.491	0.655	0.982	1.310	1.637	1.965	2.620
26	0.341	0.511	0.681	1.022	1.362	1.703	2.044	2.725
28	0.367	0.550	0.734	1.100	1.467	1.834	2.201	2.934
30	0.393	0.590	0.786	1.179	1.572	1.965	2.358	3.144
35	0.458	0.688	0.917	1.375	1.834	2.292	2.751	3.668
40	0.524	0.786	1.048	1.572	2.096	2.620	3.144	4.192
45	0.589	0.884	1.179	1.768	2.358	2.947	3.537	4.716
50	0.655	0.982	1.310	1.965	2.620	3.275	3.930	5.240
55	0.720	1.081	1.441	2.161	2.882	3.602	4.323	5.764
60	0.786	1.179	1.572	2.358	3.144	3.930	4.716	6.288
65	0.851	1.277	1.703	2.554	3.406	4.257	5.109	6.812
70	0.917	1.376	1.834	2.751	3.668	4.585	5.502	7.336
75	0.982	1.474	1.965	2.947	3.930	4.912	5.895	7.860
80	1.048	1.572	2.096	3.144	4.192	5.240	6.288	8.384
85	1.113	1.670	2.227	3.340	4.454	5.567	6.681	8.908
90	1.179	1.768	2.358	3.537	4.716	5.895	7.074	9.432
95	1.244	1.867	2.489	3.733	4.978	6.222	7.467	9.956
100	1.310	1.965	2.620	3.930	5.240	6.550	7.860	10.480
110	1.441	2.161	2.882	4.323	5.764	7.205	8.646	11.528
120	1.572	2.358	3.144	4.716	6.288	7.860	9.432	12.576
130	1.703	2.554	3.406	5.109	6.812	8.515	10.218	13.624
140	1.834	2.751	3.668	5.502	7.336	9.170	11.004	14.672
150	1.965	2.947	3.930	5.895	7.860	9.825	11.790	15.720
160	2.096	3.144	4.192	6.288	8.384	10.480	12.576	16.768
170	2.227	3.340	4.454	6.681	8.908	11.135	13.362	17.816
180	2.358	3.537	4.716	7.074	9.432	11.790	14.148	18.864
190	2.489	3.733	4.978	7.467	9.956	12.445	14.934	19.912
200	2.620	3.930	5.240	7.860	10.480	13.100	15.720	20.960

CONCLUSION

En terminant ce *Traité des Moteurs hydrauliques*, nous croyons utile de rappeler, en quelques mots, sous quel point de vue nous l'avons entrepris, quel est le but que nous nous sommes proposé d'atteindre.

Comprenant combien il importe, dans l'industrie, d'économiser le temps, de faciliter les recherches, d'éviter les calculs, nous avons voulu servir d'intermédiaire, pour ainsi dire, entre la science et la pratique, en puisant dans les théories exposées par les savants toutes les notions, toutes les règles qui peuvent être nécessaires aux praticiens, et en les traduisant, en quelque sorte, en une langue familière au plus grand nombre.

Constamment en contact avec les industriels, avec les mécaniciens, nous avons pu connaître leurs besoins, et nous convaincre combien ils sont désireux, en général, de se mettre à la hauteur des progrès de la mécanique.

Mais nous avons pu reconnaître également qu'étant absorbés par les affaires, par les projets de toute espèce, par une surveillance active et constante dans les ateliers, ils ne peuvent que bien rarement consacrer quelques instants au travail du cabinet; ils ne sont donc pas, pour la plupart, au courant des ouvrages scientifiques, qui exigent beaucoup d'études et des connaissances plus ou moins étendues en mathématiques.

D'ailleurs, le constructeur, ingénieur de mérite, qui possède toute la science nécessaire, n'est pas toujours à même d'en faire usage, à cause de l'exigence des travaux et surtout de la célérité qu'il faut y apporter. Lors même que l'on sait bien, que l'on opère rapidement, on aime encore mieux, généralement, trouver des opérations toutes faites; on en est plus certain, et on n'est pas obligé d'en vérifier l'exactitude.

C'est pourquoi nous ne nous sommes pas seulement attaché à simplifier autant que possible les formules et les règles indiquées par le calcul des récepteurs hydrauliques, mais encore à les accompagner de tables qui permettent d'obtenir, dans chaque cas, les résultats que l'on peut désirer sans peine, sans fatigue et avec une grande promptitude.

Enfin, si notre travail n'atteint pas les régions élevées de la science, nous avons au moins l'assurance qu'il sera compris de tout le monde, aussi bien de l'ouvrier que du contre-maître, de l'homme du monde que du chef d'atelier.

Tous les exemples que nous avons donnés ont été choisis dans la pratique même;

parmi les moteurs exécutés, fonctionnant, qui produisent les résultats constatés, et les dessins qui accompagnent nos descriptions techniques doivent être regardés comme ayant toute la rigueur, toute la précision désirable, et servir de véritables modèles qu'on pourra imiter avec sécurité.

Disons que ce n'est pas seulement le constructeur, le mécanicien, le charpentier chargés d'exécuter des moteurs hydrauliques que cet ouvrage peut intéresser, c'est encore le manufacturier ou le fabricant, ce sont les chefs d'usine, qui, tous les jours, sont appelés à voir si le moteur qu'ils possèdent est en bon état, s'il ne doit pas être modifié ou perfectionné, ou bien remplacé complétement par un autre système donnant de plus grands avantages. Il leur suffira, pour cela, de consulter ce traité pratique qui, en évitant les calculs laborieux et compliqués, permet de faire sans difficulté les appréciations les plus exactes.

FIN DES MOTEURS HYDRAULIQUES

ERRATA

Page	3,	ligne	4,	en montant,	au lieu de	*roure*	lisez	*troure.*
»	12	»	21,	en descendant,	»	*kilogrammètres*	»	*kilogrammes.*
»	55	»	20	»	»	$H' = \frac{v^2}{2g}$	»	$H' = \frac{V^2}{2g}$.
»	57			en titre,	»	CHAPITRE II	»	CHAPITRE III.
»	108	»	13,	en descendant,	»	*lageur*	»	*largeur.*
»	194	»	16	»	»	3,064	»	3^m96.
»	212	»	15	»	»	*une composante*	»	*la résultante.*

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

NOTIONS PRÉLIMINAIRES DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE A L'HYDRAULIQUE

(PLANCHE 1)

CHAPITRE II

ÉTABLISSEMENT DES MOTEURS HYDRAULIQUES

CHAPITRE III

CONSTRUCTION DES MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHES 2, 3, 4 ET 5)

CHAPITRE IV

ROUES HYDRAULIQUES A AUGETS RECEVANT L'EAU EN DESSUS

(PLANCHES 6, 7, 8, 9, 10, 11 ET 12)

CHAPITRE VII

DES TURBINES OU ROUES HORIZONTALES

CHAPITRE VIII

TURBINES CENTRIFUGES, DITES TURBINES FOURNEYRON

(PLANCHES 14 ET 15)

CHAPITRE IX

TURBINES EN DESSUS, DITES TURBINES FONTAINE

(PLANCHES 16, 17 ET 18)

CHAPITRE X

TURBINES EN DESSUS, DITE TURBINE JONVAL-KŒCHLIN

(PLANCHE 19)

CHAPITRE XI

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES POUR LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES

CHAPITRE XII

TURBINES HYDRAULIQUES DE DIVERS SYSTÈMES

(PLANCHE 20.)

CHAPITRE XIII

RÉGULATEURS DE VITESSE APPLIQUÉS AUX MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHE 21)

CHAPITRE XIV

INSTRUCTION PRATIQUE RELATIVE A L'EMPLOI DU FREIN DYNAMOMÉTRIQUE DANS LES EXPÉRIENCES SUR LES MOTEURS

CHAPITRE XV

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS,
PUISSANCE QU'ILS ABSORBENT PAR LE FROTTEMENT.

FIN DE LA TABLE.

PARIS. — IMPRIMERIE DE J. CLAYE, RUE SAINT-BENOÎT, 7.